

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Hrvoje Dalić

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Neven Pavković, dipl. Ing.

Student:

Hrvoje Dalić

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno, koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu, te uz pomoć mentora prof. dr. sc. Nevena Pavkovića, kome se ovom prilikom zahvaljujem na pomoći pri odabiru teme, kao i na savjetima prilikom same izrade.

Hrvoje Dalić

U Zagrebu, prosinac 2012.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne
simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student:

Mat. br.:

Naslov:

Opis zadatka:

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Mladen Andrassy

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
Popis slika	III
Popis tablica	V
Popis oznaka	VII
SAŽETAK	XII
1. UVOD	1
2. KABELI ZA PRIJENOS ELEKTRIČNE ENERGIJE	2
3. BUBNJEVI I ŠPULE ZA SKLADIŠTENJE I TRANSPORT KABELA	6
3.1. Standardne dimenzije bubnjeva.....	7
4. PODJELA STROJEVA ZA NAMATANJE ENERGETSKIH KABELA	13
4.1. Podjela strojeva prema mehanizmu namatanja.....	13
4.2. Podjela strojeva prema nosivosti	17
5. USPOREDBA POSTOJEĆIH STROJEVA ZA NAMATANJE KABELA	21
5.1. Usporedba strojeva obzirom na mehanizam namatanja	21
5.2. Usporedba uređaja obzirom na nosivost	25
5.3. Međusobna usporedba postojećih rješenja	27
6. FUNKCIJSKA ANALIZA STROJA ZA NAMATANJE KABELA	29
6.1. Funkcijska dekompozicija	29
6.2. Morfološka matrica	34
7. GENERIRANJE I ODABIR KONCEPATA	39
7.1. Koncept 1	39
7.2. Koncept 2	40
7.3. Koncept 3	41
7.4. Vrednovanje i odabir koncepata	42
8. PRORAČUN POGONSKOG MEHANIZMA ZA NAMATANJE I DESNE HVATALJKE	44
8.1. Dimenzioniranje radnog vratila desne hvataljke	44
8.2. Odabir ležajeva za uležištenje radnog vratila	56
8.3. Odabir spojke radnog vratila	58
8.4. Odabir pogonskog motora, mjenjača i reduktora	59
8.5. Dimenzioniranje i učvršćenje nosača desne hvataljke	62
9. PRORAČUN LIJEVE HVATALJKE	67
9.1. Dimenzioniranje osovine lijeve hvataljke	67
9.2. Odabir ležajeva za uležištenje osovine	71

9.3.	Dimenzioniranje i učvršćenje nosača lijeve hvataljke	73
10.	PRORAČUN SUSTAVA ZA VERTIKALNI POMAK HVATALJKI	76
10.1.	Dimenzioniranje i učvršćenje vertikalne vodilice	76
10.2.	Odabir hidrauličkih cilindara za vertikalni pomak hvataljki	80
10.3.	Kontrola veze cilindra sa konstrukcijom stroja	83
11.	PRORAČUN SUSTAVA ZA HORIZONTALNI POMAK HVATALJKI	84
11.1.	Dimenzioniranje horizontalne vodilice	84
11.2.	Odabir hidrauličkih cilindara za horizontalni pomak hvataljki	88
11.3.	Kontrola veze cilindra sa konstrukcijom stroja	90
11.4.	Provjera zavara u uklještenju horizontalne vodilice	91
12.	PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE STROJA	94
12.1.	Dimenzioniranje horizontalne grede	94
12.2.	Dimenzioniranje vertikalne grede	98
13.	MJERENJE DULJINE I VOĐENJE KABELA	101
14.	MODEL STROJA ZA NAMATANJE KABELA	103
15.	ZAKLJUČAK	107
PRILOZI		108
LITERATURA		109

Popis slika

Slika 2.1.	Kabel za prijenos el. energije; a) Bakreni vodič; b) Aluminijski vodič [1]	2
Slika 3.1.	Vrste bubnjeva za namotavanje energetskih kabela; a) Drveni; b) Polimerni;	6
Slika 3.2.	Provrti na prirubnici bubnja [4].....	8
Slika 3.3.	Dimenzije bubnja	9
Slika 4.1.	a) Ručno pogonjeni stroj za namatanje kabela; b) Kabel namotan u prsten [6]... ..	14
Slika 4.2.	Poluautomatizirani stroj za namatanje kabela [7]	15
Slika 4.3.	Automatizirani stroj za namatanje kabela [8].....	17
Slika 4.4.	Strojevi za namatanje kabela male nosivosti [9].....	18
Slika 4.5.	Strojevi za namatanje kabela srednje nosivosti [10]	19
Slika 4.6.	Stroj za namatanje kabela velike nosivosti [7]	20
Slika 6.1.	Glavne funkcije stroja za namatanje kabela	30
Slika 6.2.	Bubanj pozicionirati - podfunkcije.....	31
Slika 6.3.	Kabel za namatanje namjestiti - podfunkcije	31
Slika 6.4.	Program namatanja podesiti i odjeljak osigurati - podfunkcije.....	31
Slika 6.5.	Kabel namatati - podfunkcije	32
Slika 6.6.	Namatanje kabela zaustaviti i kabel pričvrstiti - podfunkcije	33
Slika 7.1.	Koncept 1	39
Slika 7.2.	Koncept 2	40
Slika 7.3.	Koncept 3	41
Slika 8.1.	Shematski prikaz pogonskog mehanizma	44
Slika 8.2.	Šuplji valjak.....	45
Slika 8.3.	Orijentacijsko stupnjevanje radnog vratila i duljine pojedinih stupnjeva	49
Slika 8.4.	Matematički model opterećenja radnog vratila	49
Slika 8.5.	Modeli ležaja radnog vratila;.....	57
Slika 8.6.	Model spojke oznake BK1 Series 4000	58
Slika 8.7.	Model pogonskog sklopa oznake GST07-2S-AVAR-14L35.....	60
Slika 8.8.	Model nosača desne hvataljke (označen plavom bojom).....	62
Slika 8.9.	a) Matematički model opterećenja nosača; b) Poprečni presjek nosača	62
Slika 8.10.	Kutni zavar u uklještenju nosača desne hvataljke	64
Slika 9.1.	Orijentacijsko stupnjevanje osovine i duljine pojedinih stupnjeva	67
Slika 9.2.	Matematički model opterećenja osovine.....	68
Slika 9.3.	Modeli ležaja osovine; a) NJ2317-E-TVP2; b) NJ411-M1.....	72
Slika 9.4.	Model nosača lijeve hvataljke (označen plavom bojom)	73
Slika 9.5.	a) Matematički model opterećenja nosača; b) Poprečni presjek nosača	73
Slika 9.6.	Kutni zavar u uklještenju nosača lijeve hvataljke	74
Slika 10.1.	Model vertikalne vodilice (označen plavom bojom).....	76

Slika 10.2.	a) Matematički model opterećenja vodilice; b) Poprečni presjek vodilice	76
Slika 10.3.	a) Kutni zavar u uklještenju vertikalne vodilice; b) Poprečni presjek zavora	78
Slika 10.4.	Matematički model za proračun potrebne sile na klipnjači cilindra	81
Slika 10.5.	Model hidrauličkog cilindra oznake CDT4.....	82
Slika 10.6.	Vlačno opterećenje vijka za vezu cilindra sa konstrukcijom	83
Slika 11.1.	Model horizontalne vodilice (označen plavom bojom).....	84
Slika 11.2.	a) Matematički model opterećenja vodilice; b) Poprečni presjek vodilice	84
Slika 11.3.	<i>MITcalculator</i> – unos podataka o opterećenju vodilice	85
Slika 11.4.	<i>MITcalculator</i> – unos podataka o profilu i materijalu vodilice.....	86
Slika 11.5.	<i>MITcalculator</i> – rezultati proračuna horizontalne vodilice.....	87
Slika 11.6.	Matematički model za proračun potrebne sile na klipnjači cilindra	89
Slika 11.7.	Model hidrauličkog cilindra oznake CGT4.....	90
Slika 11.8.	Opterećenje vijka za vezu cilindra s konstrukcijom.....	90
Slika 11.9.	a) Kutni zavar u uklještenju horizontalne vodilice; b) Poprečni presjek zavora ..	91
Slika 12.1.	Model horizontalne grede (označen plavom bojom).....	94
Slika 12.2.	a) Matematički model opterećenja grede; b) Poprečni presjek grede	94
Slika 12.3.	<i>MITcalculator</i> – unos podataka o opterećenju grede	95
Slika 12.4.	<i>MITcalculator</i> – unos podataka o profilu i materijalu grede.....	96
Slika 12.5.	<i>MITcalculator</i> – rezultati proračuna horizontalne grede.....	97
Slika 12.6.	Model vertikalne grede (označen plavom bojom).....	98
Slika 12.7.	a) Matematički model opterećenja grede; b) Poprečni presjek grede	98
Slika 13.1.	Model mehanizma za vođenje i mjerenje duljine kabela MESSBOI 80.....	102
Slika 14.1.	Model stroja za namatanje kabela	103
Slika 14.2.	Pozicioniranje bubnja	104
Slika 14.3.	Zahvat i podizanje bubnja na radnu visinu.....	104
Slika 14.4.	Desna hvataljka (pogonski mehanizam za namatanje).....	105
Slika 14.5.	Lijeva hvataljka	105
Slika 14.6.	Mehanizam za vođenje kabela i kontrolna ploča za upravljanje.....	106

Popis tablica

Tablica 2.1.	Gustoća i specifična vodljivost el. energije pojedinih materijala [2]	3
Tablica 2.2.	Faktor promjera kabela za kabele bez metalnog zaštitnog sloja [3]	4
Tablica 2.3.	Faktor promjera kabela za kabele s upletenim paricama [3]	4
Tablica 2.4.	Faktor promjera kabela za kabele s metalnom zaštitom ili ojačanjem [3]	4
Tablica 3.1.	Standardne dimenzije bubnjeva [5]	9
Tablica 3.2.	Maksimalna duljina kabela koja se može namotati na bubanj [m].....	11
Tablica 5.1.	Ručno pogonjeni strojevi	22
Tablica 5.2.	Poluautomatizirani strojevi	23
Tablica 5.3.	Automatizirani strojevi	24
Tablica 5.4.	Strojevi male nosivosti	25
Tablica 5.5.	Strojevi srednje nosivosti.....	26
Tablica 5.6.	Strojevi velike nosivosti	26
Tablica 5.7.	Međusobna usporedba uređaja obzirom na mehanizam namatanja	27
Tablica 5.8.	Međusobna usporedba uređaja obzirom na nosivost	27
Tablica 6.1.	Morfološka matrica sustava	34
Tablica 7.1.	Vrednovanje koncepata	43
Tablica 8.1.	Broj okretaja bubnja pri namatanju kabela različitih promjera [11].....	45
Tablica 8.2.	Karakteristike ležajeva na osloncima radnog vratila [14]	58
Tablica 8.3.	Karakteristike spojke BK1 Series 4000 [15]	59
Tablica 8.4.	Karakteristike pogonskog sklopa GST07-2S-AVAR-14L35 [16]	61
Tablica 9.1.	Karakteristike ležajeva na osloncima osovine [14]	73
Tablica 10.1.	Karakteristike hidrauličkog cilindra CDT4 [20]	82
Tablica 11.1.	Karakteristike hidrauličkog cilindra CGT4 [20]	90
Tablica 13.1.	Karakteristike mehanizma MESSBOI 80 [21].....	101

Popis tehničke dokumentacije

SK-PHV1-01	Radno vratilo
SK-PHV1-02	Kapica – manja
SK-PHV1-03	Sklop rukavca desne hvataljke
SK-PHV1-04	Kućište ležajeva desne hvataljke
SK-PHV1-05	Poklopac kućišta ležajeva desne hvataljke
SK-PHV1-06	Sklop prijenosnika vrtnje
SK-PHV1-07	Zavareni sklop desne hvataljke
SK-PHV1-08	Sklop desne hvataljke
SK-HV2-01	Osovina
SK-HV2-02	Kućište ležajeva lijeve hvataljke
SK-HV2-03	Poklopac kućišta ležajeva lijeve hvataljke
SK-HV2-04	Sklop rukavca lijeve hvataljke
SK-HV2-05	Zavareni sklop lijeve hvataljke
SK-HV2-06	Sklop lijeve hvataljke
SK-VP-01	Vertikalna vodicica
SK-VP-02	Sklop horizontalnog rukavca
SK-VP-03	Sklop vertikalnog vođenja
SK-NK-01	Horizontalna vodicica
SK-NK-02	Oslonac horizontalne vodilice
SK-NK-03	Sklop nosive konstrukcije
SK-GK-05	Glavni sklop stroja za namatanje energetskih kabela

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
A	mm^2	Površina
a_z	mm	Debljina zavara
b	m	Širina
b_1	-	Faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja
b_2	-	Faktor kvalitete površinske obrade
B_b	m	Ukupna širina bubnja (sa prirubnicama)
b_b	m	Širina bubnja
B_l	mm	Širina ležaja
b_{man}	m	Širina potrebna za manevriranje bubnja
B_s	mm	Širina spojke
C_{0r}	N	Dopušteno statičko opterećenje ležaja
C_l	N	Dinamička opterećenost ležaja
C_r	N	Dopušteno dinamičko opterećenje ležaja
D_b	m	Promjer bubnja
D_{bv}	m	Promjer prirubnice bubnja
D_c	mm	Promjer cilindra
d_k	m	Promjer poprečnog presjeka kabela
d_{kl}	mm	Promjer klipnjače cilindra
d_l	mm	Unutarnji promjer ležaja
D_l	mm	Vanjski promjer ležaja
d_p	m	Promjer provrta za prihvatanje bubnja
D_s	mm	Vanjski promjer spojke
d_v	mm	Promjer radnog vratila
d_{vod}	m	Promjer poprečnog presjeka vodilice
E	N/mm^2	Modul elastičnosti materijala
F_A	N	Sila u osloncu A
F_B	N	Sila u osloncu B
F_c	N	Sila na klipnjači cilindra
F_{idop}	N	Dopuštena sila izvijanja
f_L	-	Faktor vijeka trajanja
f_n	-	Faktor broja okretaja

f_{ϑ}	-	Faktor temperature
F_{sm}	N	Smična sila u zavaru
F_{spr}	N	Sila sprega
F_{tl}	N	Tlačna sila
F_{tr}	N	Sila trenja
F_{vl}	N	Vlačna sila
F_y	N	Sila u smjeru osi y
g	m/s ²	Ubrzanje sile teže
G_c	N	Težina cilindra
$G_{gr,h}$	N	Težina horizontalne grede
$G_{gr,v}$	N	Težina vertikalne grede
G_{kap}	N	Težina kapice
$G_{kuć}$	N	Težina kućišta ležaja
G_{nos}	N	Težina nosača pogonskog sklopa
G_o	N	Težina osovine
G_{oc}	N	Težina oslonca cilindra
G_{pog}	N	Težina pogonskog sklopa
G_{pp}	N	Težina pričvrsne ploče
G_{pri}	N	Težina prijenosnika vrtnje
G_{ruk}	N	Težina rukavca
G_s	N	Težina prijenosnika spojke
G_t	N	Težina tereta
G_v	N	Težina radnog vratila
G_{vod}	N	Težina vodicice
h	m	Visina
h_b	m	Visina podizanja bubnja
H_c	m	Hod klipa
I	mm ⁴	Moment otpora presjeka
i_m	-	Prijenosni omjer mjenjača
i_{red}	-	Prijenosni omjer reduktora
J_M	kgm ²	Moment inercije elektromotora
J_z	kgm ²	Moment inercije oko osi z
l_0	mm	Slobodna duljina izvijanja
L_h	h	Vijek trajanja
l_z	m	Dužina zavora
M	Nm	Moment savijanja
M_B	Nm	Moment oko točke B
m_c	kg	Masa cilindra

$m_{gr,h}$	kg	Masa horizontalne grede
$m_{gr,v}$	kg	Masa vertikalne grede
M_k	Nm	Moment kočenja
m_{kap}	kg	Masa kapice
$m_{kuć}$	kg	Masa kućišta ležaja
m_l	kg	Masa ležaja
m_M	kg	Masa elektromotora
m_m	kg	Masa mjenjača
m_{mj}	kg	Masa uređaja za vođenje i mjerenje duljine kabela
m_{nos}	kg	Masa nosača pogonskog sklopa
m_o	kg	Masa osovine
M_o	Nm	Moment oko točke O
m_{oc}	kg	Masa oslonca cilindra
M_{osl}	Nm	Moment oko oslonca
m_{pp}	kg	Masa pričvrstne ploče
m_{pri}	kg	Masa prijenosnika vrtnje
m_{red}	kg	Masa reduktora
M_{red}	Nm	Reducirani moment
m_{ruk}	kg	Masa rukavca
m_s	kg	Masa spojke
m_t	kg	Masa tereta
M_{uklj}	Nm	Moment oko uklještenja
m_v	kg	Masa radnog vratila
m_{vod}	kg	Masa vodilice
N	-	Količina
n	N/mm ²	Naprezanja u smjeru normale okomito na ravninu spoja zavara
n_b	s ⁻¹	Broj okretaja bubnja
n_b	°/s	Broj okretaja bubnja
n_l	s ⁻¹	Broj okretaja ležaja
n_M	s ⁻¹	Broj okretaja elektromotora
n_m	s ⁻¹	Broj okretaja mjenjača
n_{red}	s ⁻¹	Broj okretaja reduktora
n_v	s ⁻¹	Broj okretaja vratila
P_b	W	Snaga na bubnju
p_c	bar	Tlak u cilindru
P_N	W	Nazivna snaga elektromotora
P_{potr}	W	Potrebna snaga pogonskog motora

ϑ	°C	Temperatura
R_e	N/mm ²	Granica tečenja materijala
R_k	-	Faktor promjera kabela
r_z	m	Radijus zakrivljenosti kabela
S_{post}	-	Postojeća sigurnost
S_{potr}	-	Potrebna sigurnost
t_{\perp}	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje okomito na dužinu zavora u ravnini spoja
t_{\parallel}	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje u smjeru dužine zavora u ravnini spoja
T_b	Nm	Okretni moment na bubnju
T_{kap}	Nm	Moment potreban za okretanje kapice
T_M	Nm	Okretni moment elektromotora
T_m	Nm	Okretni moment mjenjača
T_{potr}	Nm	Potreban okretni moment na izlazu iz reduktora
T_{prij}	Nm	Moment potreban za okretanje prijenosnika vrtnje
T_{red}	Nm	Okretni moment reduktora
T_s	Nm	Moment potreban za okretanje spojke
t_u	s	Vrijeme uključivanja elektromotora
T_v	Nm	Moment opterećenja radnog vratila
T_v'	Nm	Moment potreban za okretanje radnog vratila
T_z	Nm	Torzijski moment u zavoru
v_c	m/s	Brzina klipa u cilindru
v_k	m/s	Brzina kabela
W	mm ³	Moment otpora
α_0	-	Faktor čvrstoće materijala obzirom na način naprezanja
β	-	Faktor funkcije debljine zavora
β_{kf}	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
β_{kt}	-	Faktor zareznog djelovanja kod torzije
η_b	-	Stupanj iskoristivosti bubnja
η_m	-	Stupanj iskoristivosti mjenjača
η_m	-	Stupanj iskoristivosti mjenjača
η_r	-	Stupanj iskoristivosti reduktora
η_{red}	-	Stupanj iskoristivosti reduktora
η_s	-	Stupanj iskoristivosti spojke
η_v	-	Stupanj iskoristivosti uležištenja vratila
μ	-	Koeficijent trenja
σ_{\perp}	N/mm ²	Normalno naprezanje okomito na pravi presjek zavora
σ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje materijala

σ_f	N/mm ²	Savojno naprezanje
σ_{fDN}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća materijala
σ_{fDNdop}	N/mm ²	Dopušteno dinamičko naprezanje materijala
σ_{red}	N/mm ²	Reducirano naprezanje
σ_{tl}	N/mm ²	Tlačno naprezanje
σ_{tldop}	N/mm ²	Dopušteno tlačno naprezanje
σ_{vl}	N/mm ²	Vlačno naprezanje
σ_{vldop}	N/mm ²	Dopušteno vlačno naprezanje
σ_{zdop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje u zavaru
τ_{\perp}	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje okomito na dužinu zavora u pravom presjeku zavora
τ_{\parallel}	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje u smjeru dužine zavora u pravom presjeku zavora
τ_{tDN}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća materijala obzirom na torziju
ν	-	Faktor sigurnosti izvijanja
φ	-	Faktor udara
ω_b	rad/s	Kutna brzina bubnja

SAŽETAK

U sklopu diplomskog rada potrebno je konstruirati stroj za namatanje energetskih kabela na bubnjeve. Postojeći strojevi ovakvog tipa obuhvaćaju veliki raspon različitih izvedbi, bilo da se radi o opsegu bubnjeva za koji su namijenjeni, nosivosti, ili pak vrsti kabela koji se namata. Prema tome, za početak je potrebno stroj smjestiti u određenu kategoriju, odnosno odrediti njegove parametre. To se postiže analizom tržišta.

Analizom tržišta napravljen je pregled energetskih kabela, vrsta bubnjeva, te pregled postojećih strojeva za namatanje kabela. Prema analizi energetskih kabela i bubnjeva, i to prvenstveno prema njihovoj zastupljenosti na tržištu, određeni su tipovi koji će biti namijenjeni za stroj i na temelju kojih će stroj biti konstruiran. Isto tako, analizom već postojećih strojeva za namatanje kabela, napravljena je njihova podjela obzirom na mehanizam namatanja i nosivost, te je, međusobnom usporedbom tih rješenja, odabrano ono najpovoljnije za daljnju razradu.

Nakon određivanja početnih parametara napravljena je funkcijska analiza kojom se na uvid dobiva pregled funkcija i podfunkcija, te njihov redoslijed izvođenja tijekom rada stroja. Morfološkom matricom dana su tehnička rješenja izvedbi tih funkcija, te su na temelju rješenja načinjeni pojedini koncepti stroja. Vrednovanjem koncepata prema određenim kriterijima, odabran je onaj najpovoljniji, a njegovi parametri koriste se kao ulazne veličine pri konstruiranju.

Konstrukcija stroja za namatanje kabela načinjena je na temelju potrebnih proračuna pojedinih nosivih elemenata i mehanizama, a na temelju toga napravljen je 3D model i tehnička dokumentacija.

1. UVOD

Električna energija je, u današnjem svijetu, prisutna na svakom koraku, te je modernom čovjeku naprosto nezamislivo predočiti si život bez nje, s obzirom na to da je ona neophodna u svim granama ljudskih djelatnosti, kako u industriji, tako i u kućanstvima. Danas se najveći dio električne energije u svijetu dobiva iz generatora električne energije, no bilo da se radi o velikim elektranama ili pak manjim generatorima za osobnu upotrebu, električnu energiju potrebno je dopremiti od izvora do potrošača.

Prijenos električne energije obavlja se pomoću električnih kabela koji se sastoje od vodiča, izolatora i zaštitnog sloja. Kako je električna energija sveprisutna, tako su i električni kabeli svuda oko nas, pa ih se nalazi u zidovima građevina, zakopane u zemlji, ispod površine mora ili pak u gradskoj el. mreži iznad naših glava.

Električni kabeli obično se, radi boljeg iskorištenja prostora, te njihovog svojstva savitljivosti, transportiraju namotani na bubnjeve ili špule (kabeli manjeg promjera i mase). Kako se ovdje radi o masama od nekoliko kilograma (manje špule) pa do nekoliko tona (veliki bubnjevi), kao i duljinama kabela od nekoliko metara pa do nekoliko kilometara, kabeli se na bubnjeve ili špule obično namataju strojno.

Strojeve za namatanje električnih kabela na bubnjeve i špule može se naći u različitim izvedbama. Tako postoje ručni, automatizirani, strojevi namijenjeni namatanju manjih, većih ili svih promjera kabela. Također postoje strojevi koji služe za namatanje izravno iz pogona proizvodnje kabela, strojevi koji služe za prematanje sa jednoga na drugi bubanj, te strojevi koji služe isključivo za mjerenje duljine kabela. Bez obzira na navedenu izvedbu stroja, svi oni u suštini rade na istom principu.

Izrada jednog ovakvog stroja zahtjeva određene proračune, kako same konstrukcije stroja, tako i potrebnih popratnih uređaja. Da bi se moglo pristupiti proračunu, potrebno je proučiti tržište i istražiti već postojeća rješenja. Prilikom istraživanja tržišta na uvid se dobivaju specifikacije uređaja, te ograničenja kojih se treba pridržavati. Tek nakon toga moguće je pristupiti izradi konstrukcije stroja, unaprjeđenju već postojećih rješenja, implementiranju novih, a na koncu i izradi samog stroja.

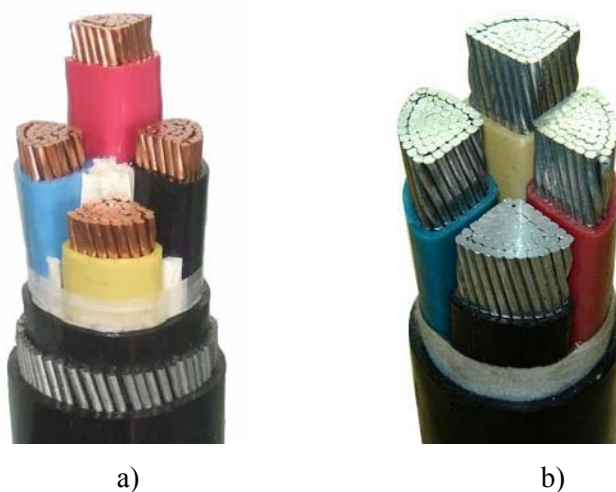
2. KABELI ZA PRIJENOS ELEKTRIČNE ENERGIJE

Kabeli za prijenos električne energije su sklopovi od jednog ili više električnih vodiča, uglavnom obloženih vanjskim slojem koji se obično sastoji od izolacije i zaštitnog sloja. Postoje različiti tipovi kabela za prijenos električne energije koji se razlikuju po materijalu i veličini, a svaki je posebno prilagođen svojoj svrsi.

Kabeli se sastoje od tri glavne komponente: vodiča, izolatora i zaštitnog sloja. Sastav pojedinih kabela varira ovisno o primjeni. Sama izvedba, kao i materijal koji se koristi za izradu kabela, ovisi o tri glavna faktora:

- Radna voltaža koja određuje vrstu i debljinu izolacije
- Kapacitet električne struje koji određuje materijal i poprečni presjek vodiča
- Utjecaji okoliša, kao što su temperatura, vlaga, kemikalije, te sunčeva svjetlost, koji određuju tip vanjskog zaštitnog sloja

Moderni kabeli za prijenos električne energije kao vodič koriste bakar ili aluminij [Slika 2.1.a i Slika 2.1.b]. Ta dva materijala, iako nemaju najbolju specifičnu vodljivost električne energije, koriste se zbog prihvatljivih ekonomskih razloga, te najboljeg omjera specifične vodljivosti i gustoće materijala [Tablica 2.1.]. Kada obujam nije bitan, već se razmatraju samo cijena i masa vodiča, kao kod npr. dalekovoda, koristi se aluminij. U slučaju da su pored vodljivosti u eksploataciji bitna neka kemijska ili mehanička svojstva vodiča, mogu se koristiti i drugi materijali kao što su zlato, platina, cink, mjed, bronca... Doduše, takvi materijali koriste se puno rjeđe.



Slika 2.1. Kabel za prijenos el. energije; a) Bakreni vodič; b) Alumijski vodič [1]

Tablica 2.1. Gustoća i specifična vodljivost el. energije pojedinih materijala [2]

Materijal	Specifična vodljivost [m/Ω]	Gustoća [kg/m³]
Aluminij	25 – 34,5	2700
Bakar	56 – 57	8920 – 8960
Čelik	5,9	7500 - 8000
Platina	10	21450
Srebro	61	10500
Zlato	43,5	19320
Volfram	18,1	19300
Živa	1,04	13546

Važna karakteristika kabela za prijenos el. energije tijekom transporta i eksploatacije je njegov promjer, odnosno površina poprečnog presjeka, i svojstvo savijanja. Zbog svojstva savitljivosti, kao i maksimalnog iskorištenja prostora prilikom transporta, kabeli se namataju na bubnjeve ili špule. Kabeli namotani na bubnjeve ili špule lako se transportiraju svim vrstama prometnih sredstava, a i uvelike smanjuju mogućnost oštećenja samoga kabela. Iako savitljivi, kabeli za prijenos električne energije imaju određena ograničenja što se tiče radijusa njihove zakrivljenosti. Minimalni radijus zakrivljenosti kabela, odnosno minimalni promjer bubnja na koji se određeni kabel smije namotati, dobiva se iz sljedećih izraza:

$$r_{z, \min} = d_k \cdot R_k \quad (2.1.)$$

$$D_{b, \min} = (2 \cdot r_{z, \min}) - d_k = d_k (2R_k - 1) \quad (2.2.)$$

Gdje je:

$r_{z, \min}$ – minimalni radijus zakrivljenosti kabela [m]

d_k – ukupni promjer poprečnog presjeka kabela [m]

R_k – faktor promjera kabela

$D_{b, \min}$ – minimalni promjer bubnja na koji se kabel smije namotati [m]

Faktori promjera kabela R_k za pojedine vrste kabela prikazani su u tablicama 2.2., 2.3. i 2.4.

Tablica 2.2. Faktor promjera kabela za kabele bez metalnog zaštitnog sloja [3]

Debljina izolacije kabela [mm]	Ukupni promjer kabela d_k [mm]		
	< 25	25 - 50	> 50
	Faktor promjera kabela R_k		
< 4	4	5	6
4 - 8	5	6	7
> 8	6	7	8

Tablica 2.3. Faktor promjera kabela za kabele s upletenim paricama [3]

Vrsta kabela	Faktor promjera kabela R_k
Ojačan, žičanog tipa, valovitog plašta, ili isprepletenog tipa	7*
Neojačan, bez zaštite vodiča	6
Neojačan, vodič zaštićen metaliziranim poliestrom ili pletenom žicom	8
Neojačan, zaštićen ravnom ili valovitom metalnom trakom	12**
*Sa zaštićenim vodičem	8
**S uzdužnom valovitom zaštitom od PVC-a	15

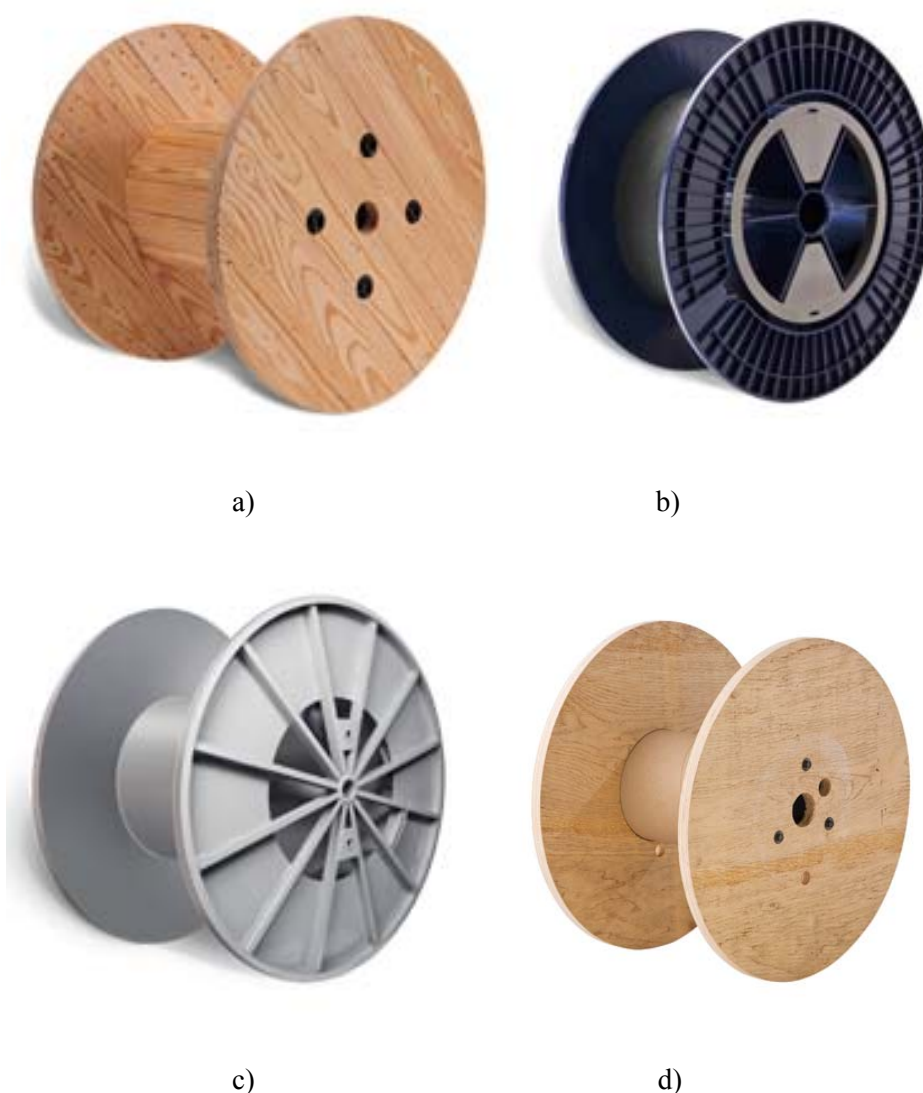
Tablica 2.4. Faktor promjera kabela za kabele s metalnom zaštitom ili ojačanjem [3]

Vrsta kabela		Faktor promjera kabela R_k
Ojačan, ravnog ili žičanog tipa		12
Ojačan, glatki aluminijski plašt	Promjer kabela do 19 mm	10*
	Promjer kabela 19 – 38 mm	12
	Promjer kabela preko 38 mm	15
Ojačan, valovitog plašta ili:	Isprepletenog tipa	7
	S jednim zaštićenim vodičem	12
	S više zaštićenih vodiča	7
Neojačan, zaštićen ravnom ili valovitom trakom	S jednim zaštićenim vodičem	12
	S više zaštićenih vodiča	7
	Sa zaštitom preko više vodiča	12
	Sa zaštitom od PVC-a	15
Neojačan, koncentričan		8
Neojačan, zaštićen ravnim remenom		8
*Sa zaštićenim vodičem		12

Kao što se može vidjeti iz tablica, faktor promjera kabela ne ovisi samo o vodiču unutar kabela. Velik utjecaj na njega ima izolacija, kao i različiti tipovi ojačanja i zaštite koji se stavljaju u konstrukciju kabela ovisno o njegovoj namjeni. Što je više dodatnih elemenata unutar kabela, to je faktor promjera kabela veći.

3. BUBNJEVI I ŠPULE ZA SKLADIŠTENJE I TRANSPORT KABELA

Bubnjevi i špule su elementi cilindričnog oblika koji služe za pohranu različitih tipova kabela i žičanih proizvoda, te se koriste već dugi niz godina za skladištenje, ali i kompaktniji i sigurniji prijevoz kabela za prijenos električne energije. Postoje različite izvedbe bubnjeva, ovisno o njihovoj namjeni, koje se mogu podijeliti na četiri glavne skupine s obzirom na materijal od kojeg su napravljene. To su drveni bubnjevi, bubnjevi od polimernog materijala, čelični bubnjevi, te bubnjevi od šperploča (tzv. špule).



Slika 3.1. Vrste bubnjeva za namotavanje energetskih kabela; a) Drveni; b) Polimerni; c) Čelični; d) Špula (hubanj od šperploče) [4]

Drveni bubnjevi [Slika 3.1.a] konstruiraju se u dvije varijante, za jednokratnu i višekratnu uporabu. Bubnjevi za jednokratnu uporabu obično su napravljeni od manje kvalitetnog drveta, te se nakon uporabe recikliraju, budući da više nisu pouzdani i ne garantiraju adekvatnu zaštitu. Bubnjevi za višekratnu uporabu napravljeni su od kvalitetnijeg drveta i često su im prirubnice obložene čeličnim vijencem, pa se stoga mogu iznova upotrebljavati bez rekonstrukcije. Drveni bubnjevi uglavnom su napravljeni od drveta smolastog tipa, pod koje spadaju smreka, bor, jela, itd. Tako konstruirani bubnjevi namijenjeni su teškim teretima te mogu podnijeti i do nekoliko tona tereta.

Bubnjevi od polimernog materijala [Slika 3.1.b] često su napravljeni od recikliranih polimernih materijala, te su kao takvi ekološki prihvatljivi. Prednost bubnjeva od polimernih materijala je njihova težina i jednostavnije rukovanje u odnosu na bubnjeve drugih materijala, dok im je glavna mana slabija nosivost. Obično se upotrebljavaju za skladištenje i transport lakših i srednje teških tereta (do jedne tone).

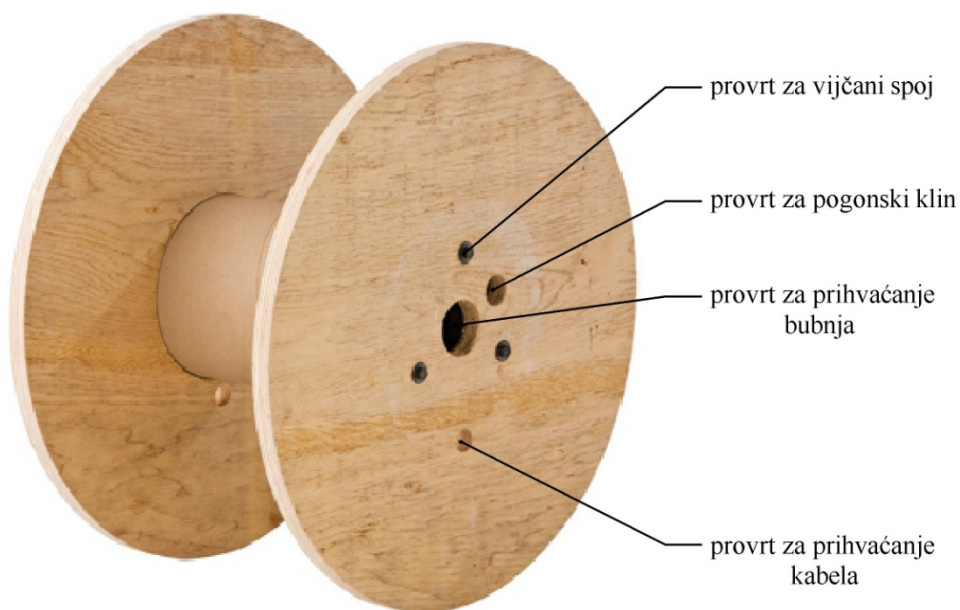
Čelični bubnjevi [Slika 3.1.c] najpouzdaniji su tip bubnjeva. To su bubnjevi visoke čvrstoće i namijenjeni su najvećim teretima. Zbog svoje čvrstoće pružaju najkvalitetniju zaštitu proizvodima namotanim na njih, te kao takvi mogu služiti za skladištenje i prijevoz svih vrsta kabela i žičanih proizvoda. Ova vrsta bubnjeva, u usporedbi s ostalim tipovima, ima najdulji životni vijek, te polako istiskuje uporabu drvenih bubnjeva za velike terete. Glavna mana ovih bubnjeva je njihova masa.

Špule [Slika 3.1.d], odnosno bubnjevi od šperploče koriste se za transport i skladištenje kabela i žičanih tereta manje mase. Obično su manjih dimenzija (visina prirubnice rijetko prelazi 1,5 m visine) i služe za namatanje kabela manjih promjera. Prirubnice bubnjeva napravljene su od šperploče dok je sam bubanj (cilindar) napravljen od tvrdog kartona ili lesonita. Glavne prednosti uporabe špula su njihova mala masa i jednostavnost rukovanja.

3.1. Standardne dimenzije bubnjeva

Važan podatak za konstruiranje stroja za namatanje kabela su standardne dimenzije bubnjeva. Da bi se mogao konstruirati mehanizam za podizanje i rotaciju bubnjeva, potrebno je poznavati standardne gabarite i dimenzije provrta bubnjeva.

Na bubnjevima postoje četiri vrste provrta koji se nalaze na prirubnicama bubnja. To su središnji provrt za prihvaćanje bubnja, provrti za vijčani spoj konstrukcije bubnja, provrt za pogonski klin i provrti za pričvršćivanje kabela. Navedeni provrti prikazani su na slici 3.2.

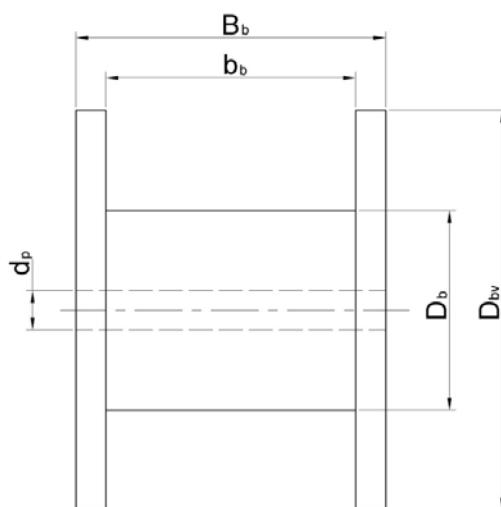


Slika 3.2. Provrti na prirubnici bubnja [4]

Provrti za prihvaćanje bubnja i provrti za vijčani spoj dio su konstrukcije bubnja, te su kao takvi standardizirani, dok se pozicija i dimenzije provrta za pogonski klin i provrta za prihvaćanje kabela određuju proizvoljno po potrebi. Ponekad se kod manjih bubnjeva i špula takvi provrti uopće ne buše, već se rotacija obavlja kao posljedica trenja zbog pritiska strojnog dijela na bokove prirubnica. Na prirubnice bubnja moguće je bušiti i dodatne provrte ako je to potrebno (dodatni provrti za prihvaćanje kabela i sl.), s time da se mora paziti da ozbiljnije ne naruše čvrstoću konstrukcije bubnja.

Standardne dimenzije [Slika 3.3.] potrebne za konstruiranje stroja za namatanje kabela podrazumijevaju ukupnu širinu bubnja B_b , maksimalan promjer prirubnice bubnja D_{bv} , te promjer provrta za prihvaćanje bubnja d_p . Isto tako, da bi se mogao odrediti kapacitet bubnja i vrsta kabela (promjer i građa) koji se na bubanj može namotati, bitne su i dimenzije samoga cilindra bubnja, kao što su unutarnja širina bubnja b_b (razmak između prirubnica bubnja) te promjer samoga bubnja (cilindra) D_b .

Iznosi tih dimenzija prikazani su u tablici 3.1.



Slika 3.3. Dimenzije bubnja

Tablica 3.1. Standardne dimenzije bubnjeva [5]

Promjer prirubnice D_{bv} [mm]	Promjer bubnja D_b [mm]	Vanjska širina bubnja B_b [mm]	Unutarnja širina bubnja b_b [mm]	Promjer provrta za prihvatanje bubnja d_p [mm]	*Masa bubnja [kg]
265	175	170	150	25	0,75
400	175	265	235	75	2
400	202	380	340	75	2,5
400	202	480	440	75	3
600	250	470	400	75	11
800	500	480	450	82	10
1000	500	720	600	106	46
1000	600	600	575	82	20
1100	580	770	650	106	55
1100	600	750	720	82	35
1200	680	990	850	106	90
1400	800	990	850	110	115
1600	950	1020	850	110	195
1800	1100	1020	850	140	230
2000	1300	1200	1000	140	340
*Samo za drvene bubnjeve					

Svaki stroj za namatanje energetskih kabela ima maksimalnu dopuštenu nosivost tereta koja se ne smije premašiti kako ne bi došlo do oštećenja samog stroja ili ozljeđivanja radnika koji se nalaze u blizini. Iz tog razloga, prilikom upotrebljavanja stroja, u svakom trenutku potrebno je poznavati masu tereta kojom se barata.

Za određivanje mase tereta potrebno je poznavati omjer mase i duljine kabela (kg/m), masu bubnja, kao i maksimalnu duljinu kabela koja se može namotati na određeni bubanj. Omjer mase i duljine kabela ovisi o vrsti kabela (vrsta izolacije i zaštitnog sloja, materijal vodiča, poprečni presjek kabela...), a spada u standardne veličine koje daje proizvođač. Masa bubnja također je standardizirana [Tablica 3.1.], a ukoliko se radi o nestandardnim bubnjevima, njihova masa dobiva se od proizvođača ili, u krajnjem slučaju, vaganjem. Maksimalna duljina kabela koja se može namotati na određeni bubanj ovisi o promjeru bubnja, promjeru prirubnice bubnja, širini bubnja te poprečnom presjeku kabela. S obzirom na to da se ovdje radi o standardiziranim veličinama, maksimalnu duljinu kabela koju se može namotati na bubanj moguće je prikazati tablično kao odnos promjera bubnja i promjera poprečnog presjeka kabela kako je prikazano u tablici 3.2.

Maksimalna duljina kabela koja se može namotati na određeni kabel prikazana u tablici 3.2. odnosi se na pravilno namotani kabel, što podrazumijeva maksimalno iskorištavanje prostora pri namatanju. Također, uzet je u obzir prostor za učvršćivanje kabela te mjere sigurnosti protiv oštećenja kabela (kabel se nikada ne namotava do samog vrha prirubnice bubnja).

Prazna polja u tablici 3.2. znače da se radi ili o premalom radijusu zakrivljenosti kabela [Jednadžba (2.1.)], ili o prevelikim duljinama kabela (ne preporuča se namatanje ekstremnih duljina kabela na bubnjeve zbog povećane mogućnosti oštećenja samog kabela).

Tablica 3.2. Maksimalna duljina kabela koja se može namotati na bubanj [m]

		Promjer prirubnice D_{bv} [m] / Promjer bubnja D_b [m]							
		0,6 / 0,25	0,8 / 0,5	1 / 0,6	1,2 / 0,68	1,4 / 0,8	1,6 / 0,95	1,8 / 1,1	2 / 1,3
Promjer kabela d_k [mm]	6	1113	2755						
	7	845	2340						
	8	637	1463						
	9	472	1152	2866					
	10	388	980	2349					
	11	314	761	1912					
	12	253	643	1540					
	13	237	542	1339	2727				
	14		454	1159	2265	2967			
	15		430	1000	1991	2479			
	16		358	860	1756	2205			
	17		294	736	1545	1959			
	18		281	705	1355	1737			
	19		228	599	1184	1535	2722		
	20		219	576	1139	1352	2435	2831	
	21		211	485	991	1304	2172	2527	
	22		167	468	856	1145	1931	2248	
	23		161	389	827	999	1869	2172	2953
	24		156	377	709	967	1657	1927	2608
	25		151	365	688	839	1608	1867	2522
	26		116	299	668	814	1419	1650	2218
	27		113	290	567	700	1244	1450	2150
	28		109	282	551	681	1211	1409	1879
	29		106	226	462	663	1180	1371	1826
	30		103	220	450	564	1028	1197	1583
	31		76	214	438	550	1003	1166	1540
	32		74	209	428	537	866	1009	1500

Tablica 3.2. Maksimalna duljina kabela koja se može namotati na bubanj [m]

		Promjer priрубnice D_{bv} [m] / Promjer bubnja D_b [m]							
		0,6 / 0,25	0,8 / 0,5	1 / 0,6	1,2 / 0,68	1,4 / 0,8	1,6 / 0,95	1,8 / 1,1	2 / 1,3
Promjer kabela d_k [mm]	33		72	204	352	451	846	985	1289
	34			158	344	441	828	962	1257
	35			154	336	431	707	824	1227
	36			151	329	422	692	806	1041
	37			148	265	348	678	788	1017
	38			144	259	341	664	772	994
	39			107	254	334	560	653	972
	40			105	249	327	549	640	812
	41			102	244	264	539	627	795
	42			100	190	259	529	615	779
	43				187	254	437	511	763
	44				183	249	430	502	749
	45				180	245	422	492	611
	46				177	240	415	484	600
	47				174	187	408	475	589
	48				129	184	330	386	578
	49				127	181	325	380	568
	50				125	178	319	373	558
	51				123	175	314	367	442
	52				121	172	310	361	435
	53					170	305	356	428
	54					126	240	280	421
	55					124	235	276	414
	56					121	232	271	408
	57					119	228	267	401
	58					117	225	263	304
	59						222	260	300

4. PODJELA STROJEVA ZA NAMATANJE ENERGETSKIH KABELA

Kako u svijetu postoje brojni tipovi kabela za prijenos električne energije, tako postoje i brojne izvedbe strojeva za njihovo namatanje. Svaki od strojeva specifično je konstruiran za određene tipove kabela i određene uvjete rada, stoga nije jednostavno napraviti njihovu podjelu. Ugrubo, takvi strojevi mogu se podijeliti prema dva glavna kriterija:

- Podjela prema mehanizmu namatanja
- Podjela prema nosivosti

4.1. Podjela strojeva prema mehanizmu namatanja

Pod mehanizmom namatanja kabela podrazumijeva se dobava praznih elemenata na koje se kabel namotava (bubanj, špula), pogonski sustav za podizanje, sustav za pričvršćivanje kabela, pogonski sustav za rotaciju (namatanje), pogonski sustav za vođenje kabela (pravilno namotavanje na bubanj), sustav za mjerenje duljine kabela, sustav za rezanje kabela te odvoženje namotanog kabela. Prema ovom kriteriju, strojevi se mogu podijeliti u tri skupine:

- Ručno pogonjeni strojevi
- Poluautomatizirani strojevi
- Automatizirani strojevi

Ručno pogonjeni strojevi [Slika 4.1.a] su strojevi najmanjih dimenzija i nosivosti. Uglavnom služe za namatanje kabela malih promjera i težina. Kabeli se najčešće namataju u tzv. prstenove [eng. *ring*, Slika 4.1.b] ili na manje špule. Kabeli namotani u prstenove za skladištenje i transport ne koriste nikakve dodatne elemente na koje se namataju, već svoj oblik zadržavaju učvršćivanjem vezicama, špagom, ljepljivom trakom i sl.

Ručno pogonjeni strojevi za namatanje kabela koriste ručni pogon za podizanje, spuštanje, rotaciju te rezanje kabela. Stroj kao takav jedino pomaže radniku pri pravilnom slaganju i navođenju kabela.

Kako se radi o ručnom pogonu, nosivost ovih strojeva nije ograničena čvrstoćom samoga stroja već ljudskom snagom. Nosivost, iako konstrukcijski može, ne prelazi masu koju prosječan čovjek može podići vlastitom snagom ili uz pomoć raznih pomagala kao što su kolica, ručni viličar i slični mehanizmi.

Prednosti strojeva ovog tipa su mala masa samoga stroja, mogućnost pomicanja stroja (stroj nije fiksiran već obično ima ugrađene kotače za pomicanje), dok su mane dakako mala nosivost, jako mali opseg kabela koji se mogu namatati na njima, mala brzina namatanja te vrlo mali kapacitet (duljina namotanog kabela).



a)



b)

Slika 4.1. a) Ručno pogonjeni stroj za namatanje kabela; b) Kabel namotan u prsten [6]

Poluautomatizirani strojevi [Slika 4.2.] su strojevi koji koriste kombinaciju ljudskog upravljanja i mehaničke energije. U ovu kategoriju spadaju strojevi od najmanje pa do najveće nosivosti. Neki od njih specijalizirani su samo za određene vrste kabela, dok postoje i oni univerzalni, predviđeni za namatanje svih vrsta kabela. Ovaj tip strojeva obično je konstruiran na način da se kabel po potrebi može namatati kako na bubnjeve i špule, tako i, uz dodatnu opremu, u prstenove.

Poluautomatizirani strojevi za namatanje kabela koriste ljudski upravljanu mehaničku energiju za prihvaćanje, podizanje, spuštanje i rotaciju bubnja, te pravilno slojevito namatanje, mjerenje duljine i rezanje kabela. Prazni ili puni bubnjevi se do stroja obično dovoze i odvoze viličarima ili, ako se radi o manjim masama, ručno (ako se radi o kvalitetnom i neoštećenom bubnju, on se može pomicati pravocrtno, odnosno kotrljati, ljudskom snagom, čak i ako se radi o bubnju mase od nekoliko tona).

Osim kod utovara, ljudski faktor dolazi do izražaja i kod određivanja gabarita bubnjeva, brzine podizanja, spuštanja i rotacije bubnjeva, zategnutosti kabela pri namatanju itd.

Budući da se radi o strojevima pogonjenima mehaničkom energijom, nosivost strojeva ovog tipa ograničena je isključivo izvedbom konstrukcije samoga stroja.

Prednosti poluautomatiziranih strojeva za namatanje kabela su mogućnost vrlo velike nosivosti, brzina namatanja, mogućnost namatanja svih vrsta kabela, veliki kapacitet duljine namotanog kabela (korištenje bubnjeva velikih dimenzija), kao i mogućnost namotavanja na bubnjeve, špule i prstenove.

Glavne mane ovih strojeva su veliki gabariti samoga stroja (ako se radi o strojevima vrlo velike nosivosti) te ljudski faktor (nepreciznost pri upravljanju).

Poluautomatizirani strojevi za namatanje kabela su danas, zbog svojih prednosti najzastupljeniji tipovi strojeva u kabelskoj industriji.



Slika 4.2. Poluautomatizirani stroj za namatanje kabela [7]

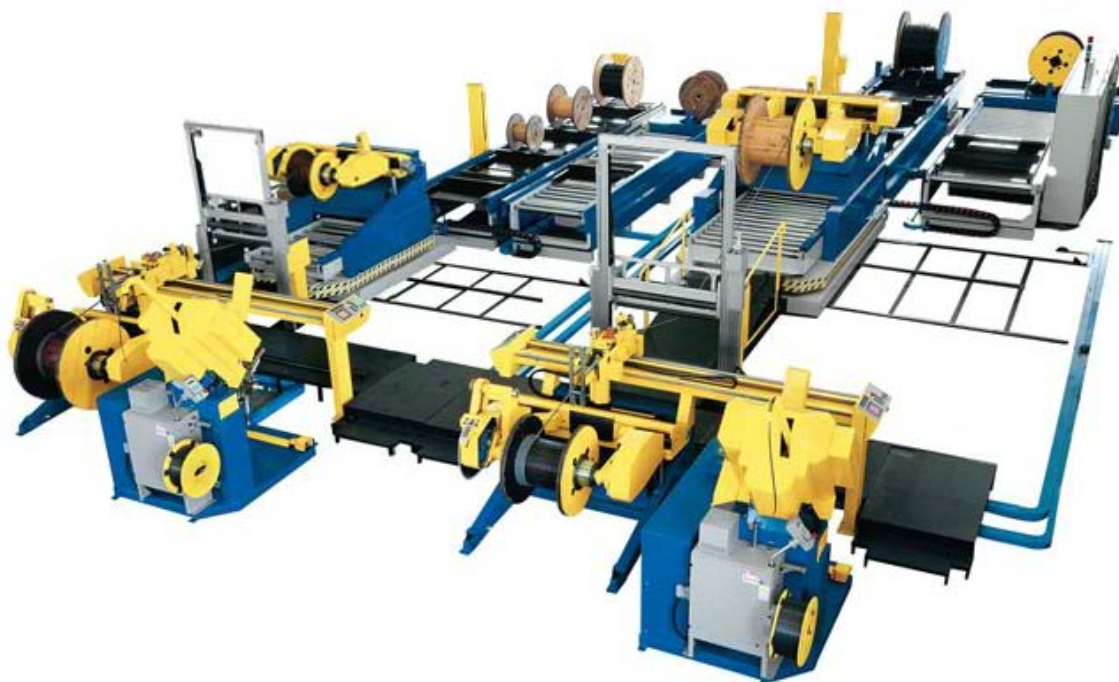
Automatizirani strojevi za namatanje kabela [Slika 4.3.] kompleksni su mehanizmi kod kojih je ljudski faktor upravljanja sveden na minimum. Strojem upravljaju isključivo unaprijed programirana računala. Drugim riječima, radi se o strojevima kod kojih su sve faze procesa namatanja kabela, pod koje spadaju utovar, istovar, podizanje, spuštanje, rotacija, vođenje i mjerenje duljine kabela, pričvršćivanje i rezanje kabela, upravljane računalom, a čovjekov utjecaj svodi se jedino na odabir prethodno programiranih softvera za upravljanje.

Automatizirani strojevi za namatanje mogu se konstruirati za namatanje bilo koje vrste kabela, no obično su specijalizirani za uži opseg različitih tipova kabela koji se na njima namataju. Razlog tome je, naravno, ekonomska isplativost. Konstruiranje jednog potpuno automatiziranog stroja, koji bi bio u mogućnosti namatati bilo koju vrstu kabela, bilo bi financijski neiplativo, budući da bi ga puno jeftiniji poluautomatizirani stroj adekvatno zamijenio. Isti je slučaj i sa nosivšću strojeva ovoga tipa, pa su automatizirani strojevi obično manje fleksibilni u tom pogledu, nego li je to slučaj sa poluautomatiziranim strojevima.

Zbog toga je najčešća upotreba ovih strojeva u postrojenjima za proizvodnju kabela za prijenos električne energije, gdje je svaki stroj za namatanje kabela namijenjen za proces proizvodnje pojedine vrste kabela. Na taj se način na stroj namata uvijek jedna vrsta kabela i uglavnom jednakog kapaciteta (duljina i ukupna masa namotanog kabela) pri svakom namatanju.

Za razliku od poluautomatiziranih strojeva, kod kojih određenim procesima upravlja čovjek, kod automatiziranih strojeva taj posao obavljaju računalom upravljani mehanizmi. Tako se dovođenje do i odvođenje bubnjeva od mehanizma za namatanje obavlja pomoću granika ili konvejera, brzina namatanja se automatski određuje senzorskim mjerenjem promjera kabela i gabarita bubnja, mjerenje duljine, kao i slojevito namatanje kabela također se kontrolira senzorski, a rezanje kabela se obavlja automatiziranim škarama za kabel.

Prednosti automatiziranih strojeva za namatanje kabela su brzina i preciznost odvijanja procesa, dok su glavne mane gabariti stroja (obično se radi o čitavom postrojenju), visoka cijena, komplicirano i skupo održavanje te uski opseg vrsta kabela koji se namataju na pojedini stroj.



Slika 4.3. Automatizirani stroj za namatanje kabela [8]

4.2. Podjela strojeva prema nosivosti

Pod nosivost strojeva za namatanje kabela podrazumijeva se maksimalan dopušteni teret (ukupna masa bubnja i na njega namotanog kabela) kojega stroj može podići i njime obaviti proces namatanja, a da ne dođe do oštećenja stroja. Prema nosivosti, strojeve za namotavanje kabela možemo podijeliti u tri skupine:

- Strojevi male nosivosti
- Strojevi srednje nosivosti
- Strojevi velike nosivosti

Pod strojeve male nosivosti [Slika 4.4.] spadaju ručno pogonjeni strojevi te poluautomatski i automatski strojevi namijenjeni namatanju kabela na prstenove ili špule (bubnjevi od šperploče) male težine. Maksimalna masa tereta kod strojeva male nosivosti iznosi 500 kg.

Ovaj tip strojeva namijenjen je namatanju kabela manjih promjera. Iako su time uvelike ograničeni opsegom kabela koje mogu upotrijebiti u procesu namatanja, svejedno su vrlo zastupljeni na tržištu. Razlog tome je što su kabeli malih promjera, kao što su primjerice kabeli za stambene instalacije, najzastupljeniji na tržištu.

Glavna karakteristika, kao i glavna prednost strojeva male nosivosti velika je brzina namatanja (ako se ne radi o ručnom pogonu), niska cijena te mala masa samoga stroja.



Slika 4.4. Strojovi za namatanje kabela male nosivosti [9]

Strojovi za namatanje kabela za prijenos električne energije srednje nosivosti [Slika 4.5.] su poluautomatski i automatski strojevi namjenjeni namatanju kabela na bubnjeve sa priborima promjera do 2,5 m. Maksimalna masa tereta za strojeve srednje nosivosti iznosi 10000 kg.

Strojovi srednje nosivosti mogu biti specijalizirani samo za određene vrste kabela (uglavnom potpuno automatizirani mehanizmi) ili univerzalni za sve vrste kabela (poluautomatizirani mehanizmi). Njihova nosivost dopušta im obradu kabela najvećih promjera, dok se s druge strane mogu prilagoditi i namatanju vrlo tankih i osjetljivih kabela. Drugim riječima, mogu služiti kao strojevi male i srednje nosivosti u jednom; naravno, ako je to korisniku ekonomski isplativo.

Budući da omogućavaju namatanje svih vrsta energetske kabela, ovi tipovi strojeva najzastupljeniji su na tržištu.

Glavne prednosti ovih strojeva su, naravno, fleksibilnost po pitanju vrsta kabela koje obrađuju, mogućnost namatanja na bubnjeve, špule i prstenove, brzina namatanja te jednostavnost upravljanja (kod poluautomatiziranih strojeva), dok su im mane relativno veliki gabaritni, masa stroja (u odnosu na strojeve male nosivosti) i cijena.



Slika 4.5. Strojevi za namatanje kabela srednje nosivosti [10]

Pod strojeve za namatanje kabela velike nosivosti [Slika 4.6.] spadaju mehanizmi čija najveća dopuštena masa tereta prelazi 10000 kg. Ovi strojevi obično su namijenjeni namotavanju kabela velikih promjera i duljina. Takvi kabeli najčešće se namataju na bubnjeve većih dimenzija (promjera priрубnice preko 2,5 m, pa čak do 10 m).

Ovakvi tipovi strojeva, zbog svoje robusnosti, obično su specijalizirani isključivo za namatanje kabela velikih promjera i duljina, te su po pitanju vrsta kabela koje mogu obraditi dosta ograničeni. Naime, besmisleno je konstruirati specijalni stroj nosivosti primjerice 30000 kg koji će premotavati kable promjera nekoliko milimetara.

Osim po vrstama kabela, ovi strojevi ograničeni su i dimenzijama bubnja koji koriste kao element na kojeg se kabel namata. Namatanje kabela u prstenove ili na manje bubnjeve i špule nije moguće, budući da ovaj tip stroja nije namijenjen prihvaćanju bubnjeva tih dimenzija.

Strojevi za namatanje kabela velike nosivosti najmanje su zastupljeni na tržištu. Ako se koriste, riječ je uglavnom o posebnim, specijaliziranim poluautomatskim strojevima za namatanje kabela ekstremnih duljina ili za namatanje na nestandardne bubnjeve velikih dimenzija.



Slika 4.6. Stroj za namatanje kabela velike nosivosti [7]

5. USPOREDBA POSTOJEĆIH STROJEVA ZA NAMATANJE KABELA

Na temelju prethodne podjele strojeva za namatanje kabela dostupnih na tržištu potrebno je napraviti njihovu usporedbu. Sama usporedba i vrednovanje pojedinih tipova strojeva temelji se na ocjenama postojećih uređaja u pojedinim kategorijama.

Pojedine kategorije vrednuju se njihovim ocjenjivanjem, gdje se ocjene kreću: 1 – nedovoljan, 2 – dovoljan, 3 – dobar, 4 – vrlo dobar, 5 – odličan.

5.1. Usporedba strojeva obzirom na mehanizam namatanja

Kategorije po kojima se obavlja vrednovanje obzirom na mehanizam namatanja su:

- Brzina odvijanja procesa – kategorija koja podrazumijeva veličinu vremenskog perioda odvijanja procesa namatanja od dovođenja praznog bubnja do stroja, pa do odvođenja namotanog bubnja spremnog za skladištenje i transport. To uključuje brzinu prihvatanja i otpuštanja bubnja, brzinu podizanja i spuštanja bubnja, brzinu samog namatanja kabela na bubanj te brzinu vođenja kabela.
- Dimenzije uređaja – kategorija koja ocjenjuje veličinu gabarita kompletnog stroja. Vrlo važan podatak pri instalaciji stroja u određeni pogon.
- Masa uređaja – kategorija koja ocjenjuje veličinu ukupne mase stroja. Važan podatak za transport te za instalaciju stroja u određeni pogon.
- Kompleksnost mehanizma – kategorija koja podrazumijeva ukupan broj dijelova od kojih je stroj sastavljen, kompleksnost obrade i proizvodnje tih dijelova, broj pogonskih mehanizama u sustavu te broj stupnjeva slobode pomicanja stroja.
- Preciznost namatanja – kategorija koja vrednuje preciznost i kvalitetu namatanja kabela te utjecaj čovjeka na pojedine mehanizme uređaja kao što su, primjerice, brzina namatanja, mogućnost slojevitog namatanja kabela, određivanje pritiska kočnice za zatezanje kabela i sl.
- Spektar obradivih vrsta kabela – podrazumijeva količinu različitih vrsta kabela (promjer poprečnog presjeka te građa kabela) koje stroj može obraditi.
- Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva – podrazumijeva količinu različitih vrsta i dimenzija bubnjeva koje stroj može koristiti za namatanje kabela.

- Cijena – kategorija koja vrednuje ekonomsku isplativost pojedinog stroja

Tablica 5.1. Ručno pogonjeni strojevi

Kategorija	Opis	Ocjena
Brzina odvijanja procesa	Iako je sam proces namatanja brz, budući da se radi o kabelima malih promjera i duljina, ukupna brzina odvijanja čitavog procesa je spora. Tome najviše doprinosi ručno postavljanje i skidanje kabela sa stroja, ručno navođenje kabela pri namatanju te ručno vezanje kabela, ako se radi o namatanju u prsten.	2
Dimenzije uređaja	Dimenzije uređaja su, zbog male nosivosti i upotrebe ljudske snage, relativno male, pa su uređaji ovoga tipa malih gabarita, te su kao takvi adekvatni za upotrebu i u malim prostorima.	4
Masa uređaja	Nosivost ovog tipa uređaja je mala, stoga je i potrebna čvrstoća stroja niska. Niska čvrstoća konstrukcije za sobom povlači upotrebu manje količine uglavnom lakših materijala za konstrukciju stroja koji, kao posljedicu, imaju malu ukupnu masu čitavog uređaja. Mala masa stroja pogodna je za transport i jednostavniju instalaciju uređaja u za njih namijenjene pogone.	5
Kompleksnost mehanizma	Ručno pogonjeni strojevi jednostavne su konstrukcije koje se sastoje od manjeg broja dijelova. Pogonski mehanizmi potrebni za dizanje, spuštanje i rotaciju koriste ljudsku snagu, te su kao takvi vrlo jednostavne izvedbe.	5
Preciznost namatanja	Preciznost ručno pogonjenog uređaja je onolika koliko je precizan radnik koji na njemu radi. Radnik u potpunosti kontrolira brzinu namatanja, zategnutost kabela, slojeve namatanja te duljinu namotanog kabela.	1
Spektar obradivih vrsta kabela	Opseg kabela koji se namataju na ovako konstruiranim uređajima je vrlo uzak. Obično se radi o kabelima malog promjera, te se na stroj namotavaju male duljine kabela.	2
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Na ručno pogonjenim strojevima kabeli se najčešće namataju u prstenove. Ako uređaj i ima mogućnost motanja na bubnjeve, riječ je o špulama malih dimenzija.	1
Cijena	Iako spadaju u najjeftiniju kategoriju strojeva za namatanje kabela, ručno pogonjeni uređaji nisu najisplativiji ako se gleda omjer uloženog i dobivenog, pogotovo ako se radi o velikim količinama kabela. Niska cijena posljedica je jednostavne konstrukcije te sporog procesa namatanja.	3

Tablica 5.2. Poluautomatizirani strojevi

Kategorija	Opis	Ocjena
Brzina odvijanja procesa	Proces namatanja kabela obavljaju pogonski mehanizmi stroja kojima upravlja radnik. Prema tome, radi se o vrlo fleksibilnim strojevima što se tiče brzine odvijanja procesa. Po potrebi se proces može odvijati pri manjim brzinama, ako se primjerice radi o osjetljivom kabeu; isto tako, ukoliko je potrebno, proces se može odvijati i pri velikim brzinama namatanja. Jedini dio procesa koji je nepovoljan, i oduzima najviše vremena je utovar i istovar stroja, budući da se on ne obavlja automatski, već uz upotrebu viličara ili ljudske snage.	4
Dimenzije uređaja	Poluautomatizirani uređaji specijalizirani za rad s vrlo velikom nosivošću mogu doseći poprilično velike dimenzije. Takvi uređaji obično su smješteni u velike hale ili se nalaze na otvorenom prostoru. Međutim, takvi strojevi su rijetki i obično su konstruirani samo za specijalne slučajeve. Najčešće rabljeni poluautomatski uređaji za rad sa standardiziranim bubnjevima manjih su dimenzija, lako se transportiraju, te se lako smještaju u za njih namijenjene pogone.	3
Masa uređaja	Poluautomatizirani uređaji za namatanje kabela su strojevi najveće nosivosti. Najveća nosivost podrazumijeva veliku čvrstoću konstrukcije, što za sobom povlači upotrebu velike količine materijala. Naravno, velika količina upotrebljenog materijala znači i veliku ukupnu masu uređaja. Unatoč tome, radi se o poluautomatiziranim uređajima koji ne koriste dodatne mehanizme za utovar i istovar, senzorske, te ostale popratne mehanizme što njihovu ukupnu masu ipak donekle smanjuje.	3
Kompleksnost mehanizma	Iako imaju mogućnost velike nosivosti, ovdje se ne radi o vrlo kompleksno izvedenim konstrukcijama. Poluautomatizirani strojevi upravljani su od strane radnika, što automatski isključuje upotrebu velikog broja senzora i računalnog softvera, a pogonski mehanizmi koje koriste uglavnom uključuju mehanizam podizanja i spuštanja, mehanizam namatanja te mehanizam vođenja kabela.	3
Preciznost namatanja	Bez obzira na činjenicu da ovom vrstom uređaja upravlja čovjek, sam proces namatanja obavlja se strojno, pa se stoga radi o prilično preciznim strojevima za namatanje kabela. Preciznost namatanja eventualno može biti narušena lošim upravljanjem mehanizma za vođenje kabela.	4
Spektar obradivih vrsta kabela	Poluautomatizirani strojevi namijenjeni su namatanju svih vrsta kabela dostupnih na tržištu.	5
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Kao što je to slučaj i sa vrstama kabela, poluautomatizirani strojevi namijenjeni su za korištenje bubnjeva svih dimenzija, a imaju i mogućnost namotavanja u prstenove.	5
Cijena	Poluautomatizirani strojevi ekonomski su najisplativija vrsta uređaja za namatanje kabela. Stoga je ovaj tip strojeva i najrašireniji na tržištu. Prosjek kvare strojevi specijalizirani za vrlo velike terete, te oni rezervirani isključivo za kabele malih promjera.	4

Tablica 5.3. Automatizirani strojevi

Kategorija	Opis	Ocjena
Brzina odvijanja procesa	Automatizirani uređaji za namatanje kabela u potpunosti su upravljani unaprijed programiranim računalima. Kako svaki dio procesa namatanja obavlja za to predviđeni mehanizam potpomognut senzorima, vrijeme trajanja procesa svedeno je na minimum.	5
Dimenzije uređaja	Za potpuno automatizirani sustav za namatanje kabela potreban je veliki broj uređaja koji zauzimaju veliki prostor. Kod automatiziranih sustava uglavnom je riječ o cijelim postrojenjima namijenjenima namatanju kabela. Takvi sustavi teže se transportiraju i obično su smješteni u za njih posebno konstruirane pogone.	1
Masa uređaja	Kao što je već navedeno, automatizirani sustavi koriste velik broj uređaja za obavljanje procesa namatanja. Kako svi uređaji moraju zadovoljiti uvjet čvrstoće, radi se o velikoj količini upotrebljenog materijala, što za posljedicu ima veliki iznos mase sveukupnog sustava. Automatizirani strojevi spadaju u kategoriju najtežih uređaja ovoga tipa.	2
Kompleksnost mehanizma	Osim pogonskih mehanizama usko vezanih za namatanje kabela (podizanje, spuštanje, rotacija namatanja, vođenje kabela), automatizirani sustavi imaju niz dodatnih mehanizama u sklopu svoje konstrukcije. Tu spadaju sustavi senzora za mjerenje, pogonski sustavi za dovođenje i odvođenje bubnjeva, sustav za pričvršćivanje kabela, sustav za rezanje kabela itd. Iz tog razloga potpuno automatizirani sustavi za namatanje kabela spadaju pod najkompleksnije izvedbe strojeva ovoga tipa.	1
Preciznost namatanja	Budući da se radi o potpuno automatiziranim sustavima, ljudsko upravljanje strojem svedeno je na minimum. Sustavi senzora obavljaju mjerenja na temelju kojih unaprijed programirana računala upravljaju pogonskim mehanizmima stroja. Na taj način je preciznost namatanja dovedena do maksimuma.	5
Spektar obradivih vrsta kabela	Automatizirani strojevi gotovo se nikada ne konstruiraju na način da su namijenjeni namatanju svih vrsta kabela. Obično su izvedeni na način da su specijalizirani samo za određene, približno iste dimenzije kabela. Konstruiranje automatiziranog stroja za namatanje svih vrsta kabela bio bi financijski neisplativ.	4
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Kao što je to slučaj sa vrstama kabela, tako su automatizirani strojevi obično namijenjeni korištenju užeg spektra bubnjeva za namatanje. Obično svaki pojedini stroj namata približno jednake duljine kabela na približno jednake dimenzije bubnjeva.	4
Cijena	Automatizirani strojevi spadaju u najskuplju kategoriju strojeva ovog tipa, te su kao takvi najrjeđi na tržištu. Ovi strojevi finacijski su isplativi samo u rijetkim slučajevima i to u postrojenjima gdje su od najveće važnosti brzina i preciznost odvijanja procesa. Iz tog razloga ovi strojevi najčešće se susreću u postrojenjima za proizvodnju kabela.	3

5.2. Usporedba uređaja obzirom na nosivost

Iz prethodne usporedbe postojećih rješenja na tržištu može se zaključiti da nije moguće uspoređivati uređaje obzirom na nosivost po potpuno istim kategorijama kao što je to slučaj sa usporedbom obzirom na mehanizam namatanja. Primjerice, u kategoriju strojeva male nosivosti spadaju ručno upravljani, poluautomatizirani i automatizirani uređaji kod kojih je brzina odvijanja procesa različita. Vrijeme trajanja procesa namatanja kod automatiziranih strojeva puno je kraće nego li je to slučaj kod ručno upravljanih strojeva. Stoga se kategorija brzine odvijanja procesa, kod podjele uređaja obzirom na nosivost, ne može jednoznačno odrediti. Isti je slučaj sa kategorijama dimenzije uređaja, mase uređaja, kompleksnosti mehanizma te preciznosti namatanja.

Stoga se pod kategorijama kojima se obavlja vrednovanje strojeva obzirom na nosivost podrazumijevaju:

- Spektar obradivih vrsta kabela
- Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva
- Cijena

Tablica 5.4. Strojevi male nosivosti

Kategorija	Opis	Ocjena
Spektar obradivih vrsta kabela	Strojevi male nosivosti namijenjeni su namatanju kabela manjih promjera i duljina. Iako se radi o kabelima manjih dimenzija, u tu kategoriju spada najveći dio kabela koji se nalazi na tržištu i koji se u industriji i graditeljstvu najčešće koriste. Stoga su strojevi male nosivosti dosta zastupljeni na tržištu.	3
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Kako se radi o namotavanju kabela manjeg promjera i duljine, ovaj tip strojeva je namijenjen namatanju kabela u prsten ili uporabu bubnjeva malih dimenzija. Iz tog razloga ovaj tip strojeva spada u skupinu strojeva uskog spektra iskoristivih vrsta bubnjeva.	2
Cijena	Strojevi male nosivosti spadaju u najjeftiniju skupinu strojeva obzirom na njihovu nosivost. Iz tog razloga, kao što je već navedeno, prilično su zastupljeni na tržištu. Iako su namijenjeni namatanju kabela isključivo manjih dimenzija, oni su ekonomski uglavnom dobro isplativi budući da su kabeli tih dimenzija i najzastupljeniji na tržištu.	3

Tablica 5.5. Strojevi srednje nosivosti

Kategorija	Opis	Ocjena
Spektar obradivih vrsta kabela	Strojevi srednje nosivosti imaju najširi spektar obradivih vrsta kabela. Namijenjeni su namatanju kako kabela većih dimenzija, tako i kabela manjih dimenzija. Stoga u potpunosti mogu nadomjestiti strojeve malih nosivosti; naravno, ako je to ekonomski isplativo. Drugim riječima, ovaj tip strojeva namijenjen je namatanju svih vrsta kabela dostupnih na tržištu.	5
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Ovaj tip strojeva također ima i široki spektar iskoristivih vrsta bubnjeva. Namijenjen je za korištenje bubnjeva standardiziranih dimenzija svih veličina. Jedini tip bubnjeva koji se ne može koristiti kod ove vrste strojeva su nestandardizirani bubnjevi velikih dimenzija koji su namijenjeni namatanju vrlo velikih duljina kabela velikog promjera.	4
Cijena	Iako ne spadaju cjenovno u najjeftiniju skupinu strojeva, ovo je nazastupljeniji tip strojeva na tržištu, obzirom na nosivost. Nešto viša cijena posljedica je konstrukcije koja je namijenjena namotavanju svih vrsta kabela na tržištu, te kao takva čini ovaj tip strojeva ekonomski najisplativijim, ako se gleda omjer uloženog i dobivenog. To i je razlog zašto je ovo najzastupljeniji tip uređaja za namatanje kabela na tržištu.	4

Tablica 5.6. Strojevi velike nosivosti

Kategorija	Opis	Ocjena
Spektar obradivih vrsta kabela	Strojevi velike nosivosti namijenjeni su isključivo namatanju kabela većih promjera i velikih duljina. Budući da se radi o strojevima velikih dimenzija, ekonomski bi bilo potpuno neisplativo prilagođavati ih namotavanju kabela malih promjera. Osim toga, kabeli manjih promjera nikada se ne namotavaju u tolikim duljinama da bi ih bilo potrebno namatati strojevima velike nosivosti. Prema tome, ovaj tip strojeva spada u mehanizme manjeg spektra obradivih vrsta kabela.	3
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	Budući da se radi o namatanju kabela velikih promjera te velikih duljina, strojevi velike nosivosti namijenjeni su za korištenje bubnjeva velikih dimenzija. Riječ je o standardiziranim bubnjevima velikog promjera prirubnice ili o specijalnim nestandardnim bubnjevima vrlo velikih dimenzija (ovisno o konstrukciji samoga uređaja). Kao što je to slučaj i sa promjerima kabela, prilagodba ovih strojeva za korištenje bubnjeva manjih dimenzija bila bi neisplativa, stoga strojevi za namatanje kabela velike nosivosti spadaju u skupinu strojeva uskog spektra iskoristivih vrsta bubnjeva.	2
Cijena	Strojevi za namatanje kabela velike nosivosti spadaju u skupinu najskupljih strojeva obzirom na njihovu nosivost. Oni su ekonomski isplativi samo u rijetkim slučajevima u kojima je potrebno koristiti kabele vrlo velikih duljina (neprekinute) i promjera.	2

5.3. Međusobna usporedba postojećih rješenja

Tablica 5.7. Međusobna usporedba uređaja obzirom na mehanizam namatanja

Kategorija \ Vrsta uređaja	Ručno pogonjeni strojevi	Poluautomatizirani strojevi	Automatizirani strojevi
Brzina odvijanja procesa	2	4	5
Dimenzije uređaja	4	3	1
Masa uređaja	5	3	2
Kompleksnost mehanizma	5	3	1
Preciznost namatanja	1	4	5
Spektar obradivih vrsta kabela	2	5	4
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	1	5	4
Cijena	3	4	3
Σ	23	31	25

Tablica 5.8. Međusobna usporedba uređaja obzirom na nosivost

Kategorija \ Vrsta uređaja	Strojevi male nosivosti	Strojevi srednje nosivosti	Strojevi velike nosivosti
Spektar obradivih vrsta kabela	3	5	3
Spektar iskoristivih vrsta bubnjeva	2	4	2
Cijena	3	4	2
Σ	8	13	7

Usporedbom tablica 5.7. i 5.8. lako se može zaključiti koju kombinaciju karakteristika uređaj mora imati kako bi bio najfleksibilniji i što efikasniji u obavljanju svog zadatka te koji pruža korisniku najveće mogućnosti. Naravno, radi se o poluautomatiziranim strojevima srednje nosivosti, što podrazumijeva ljudski upravljane mehaničke uređaje nosivosti do 10000 kg.

Glavne prednosti ovakvih uređaja su široki spektar obradivih vrsta kabela i iskoristivih vrsta bubnjeva, preciznost namatanja, isplativost obzirom na uloženo i dobiveno te prilično kratko vrijeme odvijanja procesa.

Pod nedostatke mogu spadati dimenzije i masa uređaja, ako se radi o ugradnji u manje prostore, te brzina odvijanja procesa (ipak se utovar i istovar tereta obavlja viličarima ili ručno, što smanjuje brzinu odvijanja procesa), i to u slučaju posebnih zahtjeva za odvijanje procesa velikim brzinama.

6. FUNKCIJSKA ANALIZA STROJA ZA NAMATANJE KABELA

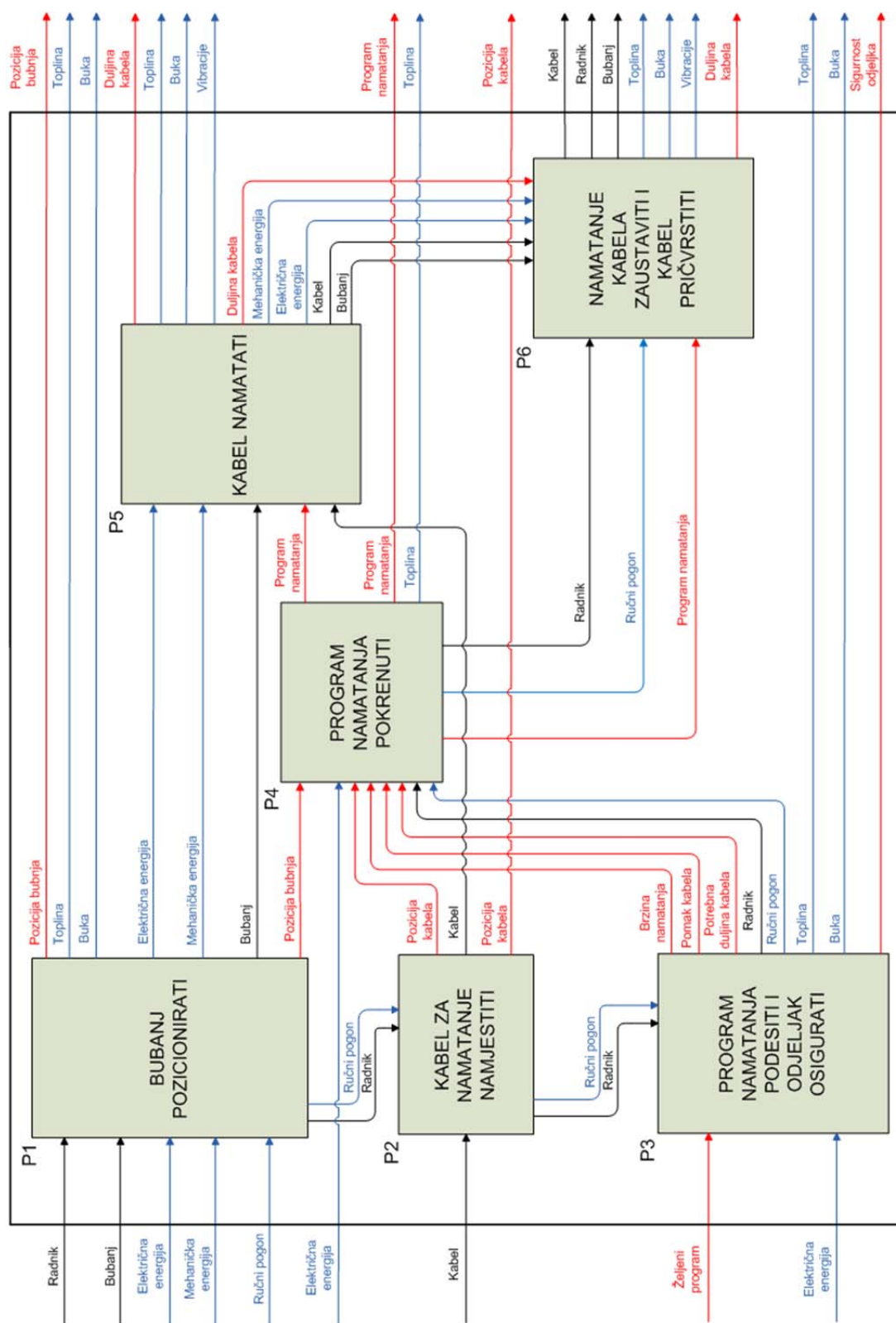
6.1. Funkcijska dekompozicija

Kako bi se uopće moglo pristupiti konstrukciji i razvoju stroja za namatanje kabela ili bilo kakvog drugog proizvoda, potrebno je detaljnije proučiti njegove funkcije. Prikazivanje proizvoda kroz njegovu funkcijsku strukturu donosi određene prednosti pri njegovoj konstrukciji i izradi:

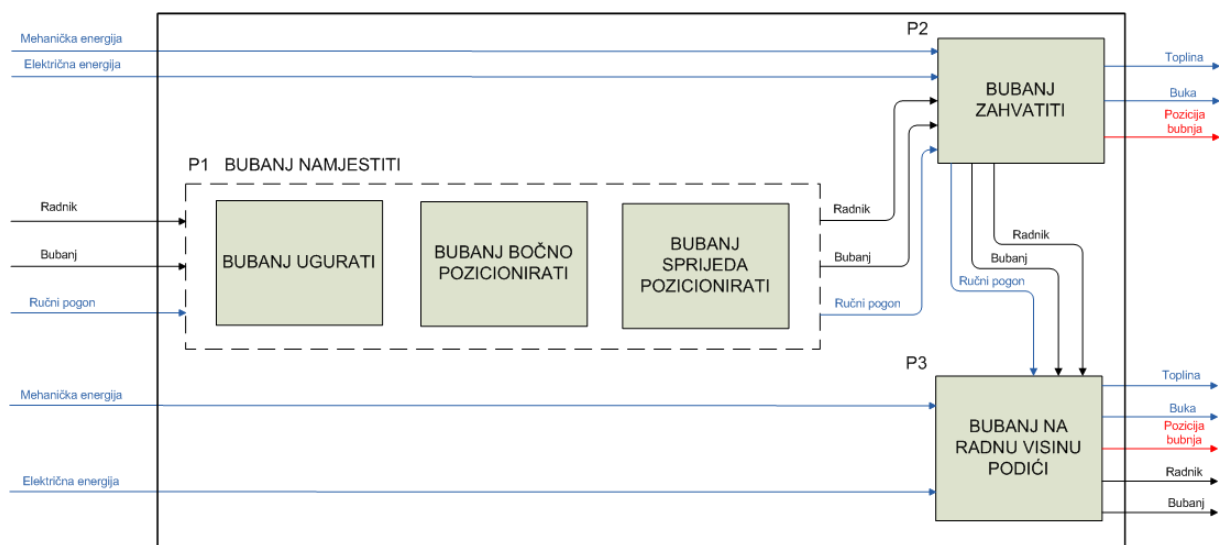
- Omogućuje organizaciju razvojnog tima.
- Pojedine funkcije ili njihovi skupovi definiraju granice sklopova i podsklopova te omogućuju istovremeni razvoj.
- Razlaganjem problema na manje cjeline pojednostavljuje se problem i omogućavaju se kreativnija rješenja.
- Omogućava se sagledavanje problema na nov način.

Funkcijska struktura proizvoda prikazuje se funkcijskom dekompozicijom, a funkcijska dekompozicija stroja za namatanje kabela prikazana je na slici 6.1. Na slici su prikazane glavne funkcije stroja, a njihove podfunkcije, ukoliko ih ima, prikazane su na slikama 6.2., 6.3., 6.4., 6.5. i 6.6. Poveznice pojedinih funkcija, odnosno podfunkcija, prikazane su linijama gdje crne linije predstavljaju materiju, plave energiju, a crvene informaciju.

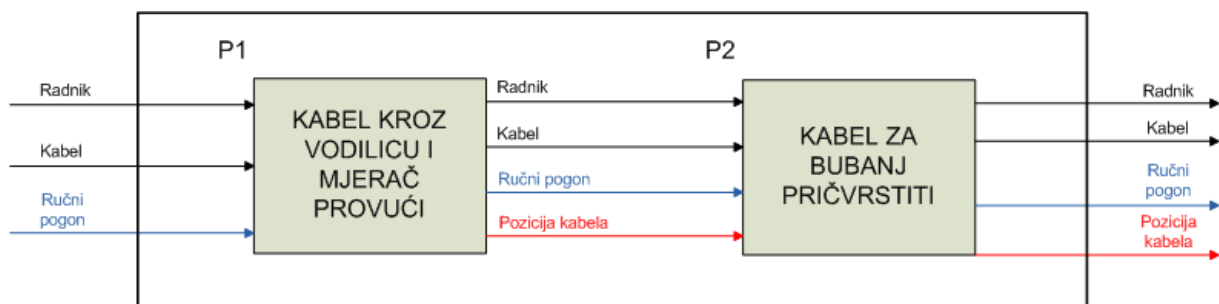
Iz prikazane funkcijske dekompozicije dobiva se jednostavan pregled svih potreba pri konstrukciji i razvoju stroja, a prikazani redoslijed odvijanja pojedinih funkcija može biti od velike pomoći u procesu sklapanja proizvoda.



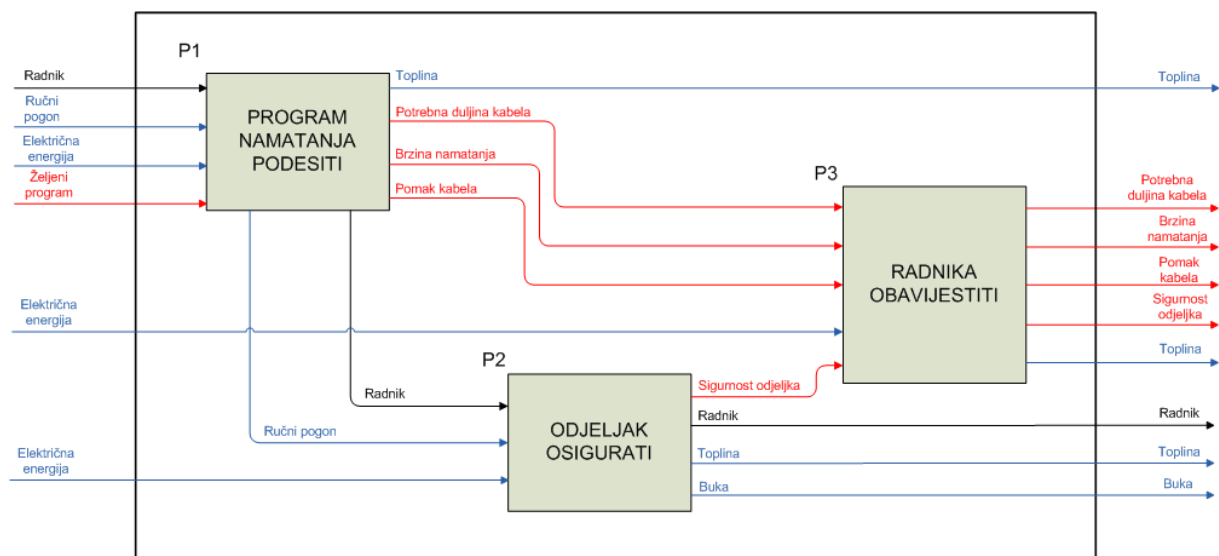
Slika 6.1. Glavne funkcije stroja za namatanje kabela



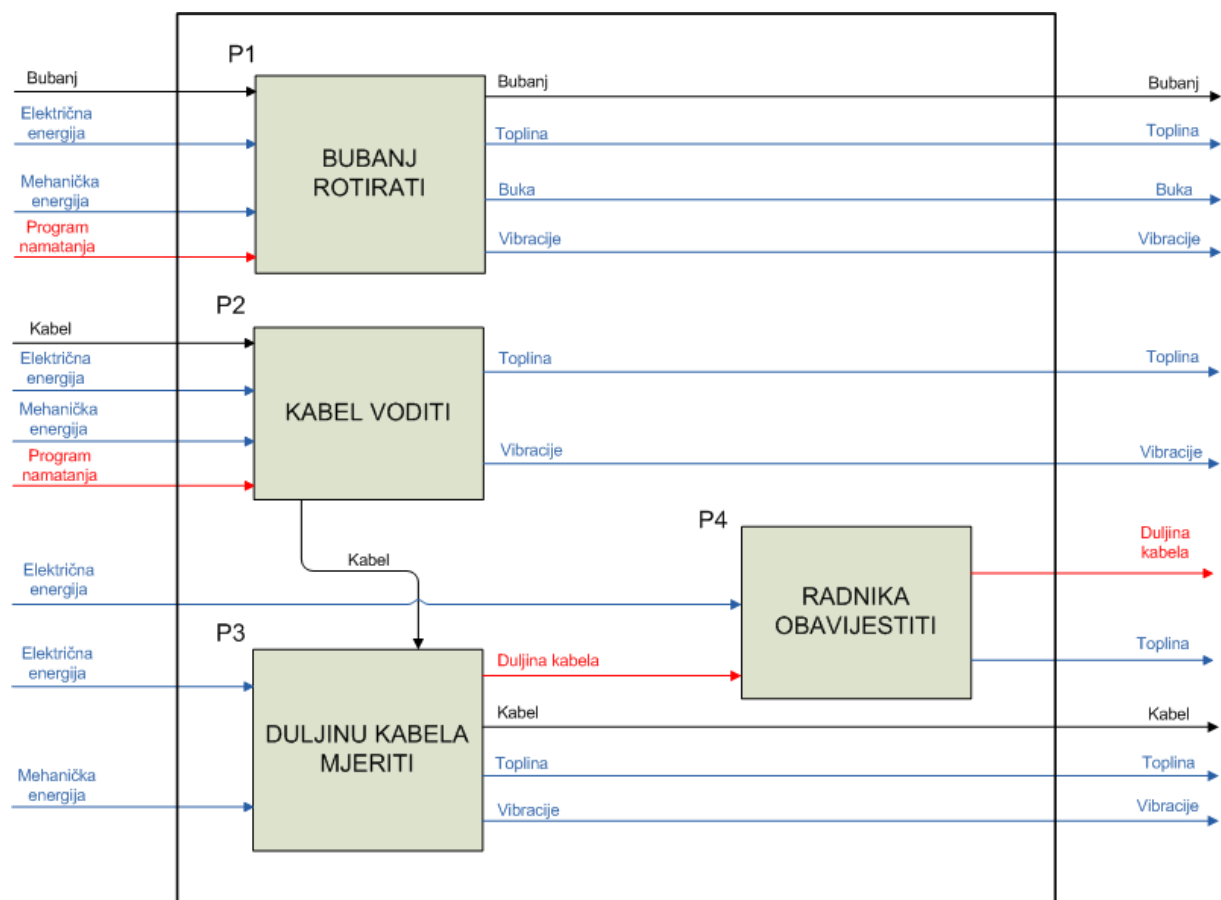
Slika 6.2. Bubanj pozicionirati - podfunkcije



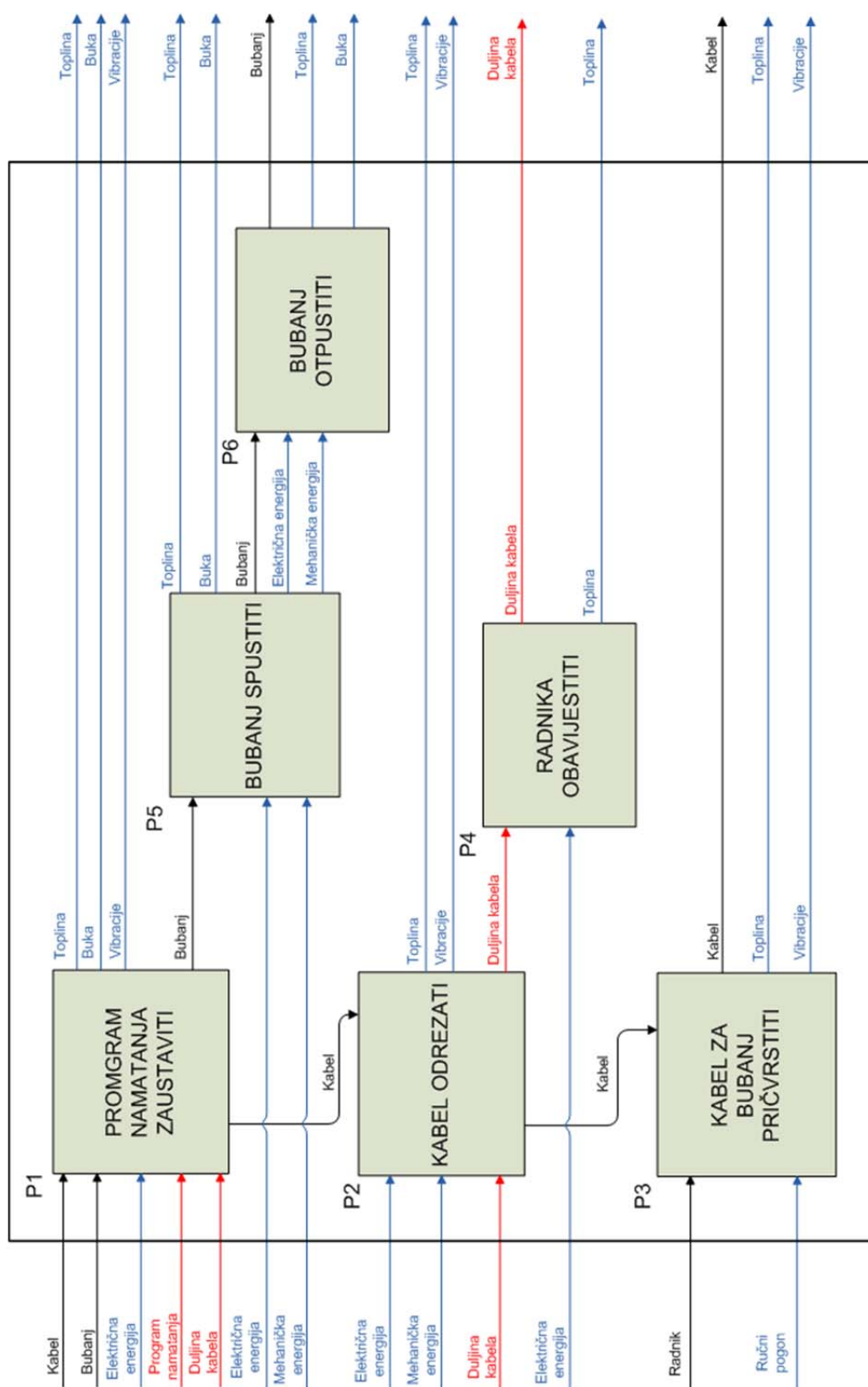
Slika 6.3. Kabel za namatanje namjestiti - podfunkcije



Slika 6.4. Program namatanja podesiti i odjeljak osigurati - podfunkcije



Slika 6.5. Kabel namatati - podfunkcije










Slika 6.6. Namatanje kabela zaustaviti i kabel pričvrstiti - podfunkcije












6.2. Morfološka matrica

Na temelju funkcijske dekompozicije prikazane u prethodnom poglavlju, moguće je formirati morfološku matricu sustava [Tablica 6.1.]. Morfološka matrica predstavlja moguća tehnička rješenja funkcija i podfunkcija prikazanih funkcijskom dekompozicijom, što ujedno predstavlja rješenja pri konstrukciji i razvoju stroja. Podaci u morfološkoj matrici prikazuju veći broj rješenja za pojedinu funkciju što ne znači nužno da je svako od tih rješenja i najpovoljnije. Odabir pojedinih rješenja obavlja se vrednovanjem pojedinih koncepata proizvoda što je prikazano u idućem poglavlju.

Tablica 6.1. Morfološka matrica sustava

Br.	Funkcija	Principi i rješenja		
1	Bubanj namjestiti	ručno 	kolica 	granik 
		viličar 		
2	Bubanj zahvatiti	osovina 	stalak 	hvataljke 

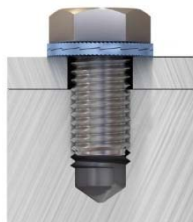
Tablica 6.1. Morfološka matrica sustava

Br.	Funkcija	Principi i rješenja		
3	Bubanj na radnu visinu podići	hidraulički cilindar 	pneumatski cilindar 	sustav koloturnika 
		vijčano vreteno 		
4	Kabel kroz vodilicu i mjerac provući	ručno 	hvataljke 	valjci 
5	Kabel za bubanj pričvrstiti	čavao 	ljepljiva traka 	najlonska folija 
		uže 		








Tablica 6.1. Morfološka matrica sustava

Br.	Funkcija	Principi i rješenja		
6	Program namatanja podesiti	kontrolna ploča 	zaslon osjetljiv na dodir 	glasovni odabir 
7	Odjeljak osigurati	rampa 	senzori 	kavez 
8	Radnika obavijestiti	svjetlosna signalizacija 	informacijski ekran 	zvučna signalizacija 
9	Program namatanja pokrenuti	upravljačko računalo 		
10	Bubanj rotirati	pogonski klin 	pero 	trenje 

Tablica 6.1. Morfološka matrica sustava

Br.	Funkcija	Principi i rješenja		
10	Bubanj rotirati	vijčani spoj		
				
11	Kabel voditi	valjci	vodilice	sustav koloturnika
				
12	Duljinu kabela mjeriti	mehanički mjerač		senzori
				
13	Program namatanja zaustaviti	upravljačko računalo		
				
14	Kabel odrezati	ručne škare	hidraulične škare	cirkular
				

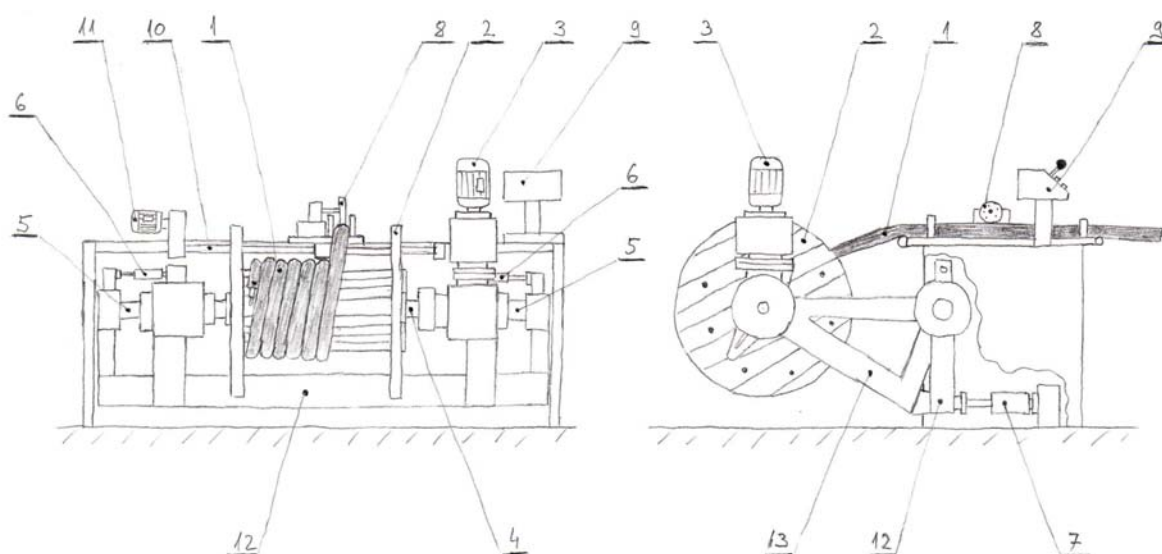
Tablica 6.1. Morfološka matrica sustava

Br.	Funkcija	Principi i rješenja		
15	Bubanj spustiti	hidraulički cilindar 	pneumatski cilindar 	sustav koloturnika 
		vijčano vreteno 		
16	Bubanj otpustiti	osovina 	stalak 	hvataljke 

7. GENERIRANJE I ODABIR KONCEPATA

Analizom funkcijske dekompozicije te odabirom pojedinih rješenja iz morfološke tablice kreiraju se različiti koncepti proizvoda. Sami koncepti predstavljaju različite izvedbe stroja koje je naknadno potrebno vrednovati prema određenim kriterijima, te odabrati ono najpovoljnije za daljnju konstrukciju i razradu.

7.1. Koncept 1



Slika 7.1. Koncept 1

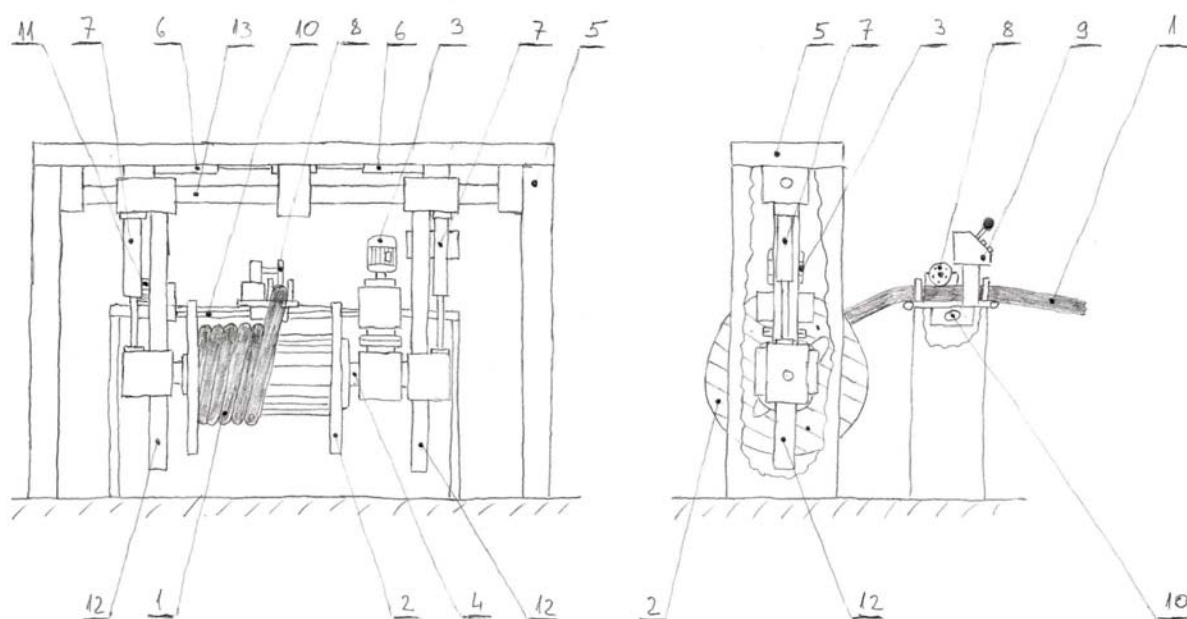
Bubanj (pozicija 2) se pozicionira na stroj ručno ili viličarom. Nakon pozicioniranja, hidraulički cilindri za horizontalni pomak (pozicija 6) pomiču sustav greda hvataljki (pozicija 13) po horizontalnoj vodilici (pozicija 5), te na taj način zahvaćaju bubanj. Podizanje bubnja obavljaju hidraulički cilindri za podizanje (pozicija 7) koji podižu sustav greda hvataljki (pozicija 13) sa prethodno zahvaćenim bubnjem. Rotaciju bubnja, preko reduktora i pogonskog vratila (pozicija 4), obavlja pogonski motor za rotaciju (pozicija 3).

Tokom namatanja, kabel (pozicija 1) prolazi kroz vodilicu u čijem se sklopu nalazi i mjerač duljine kabela (pozicija 8). Na taj način osigurava se pravilno namatanje kabela na bubanj.

Sam pomak vodilice obavlja vijčano vreteno (pozicija 10) pogonjeno od strane pogonskog motora za vodilicu (pozicija 11).

Potrebni podaci (duljina kabela, brzina namatanja...) prikazani su na kontrolnoj ploči (pozicija 9) pomoću koje se obavlja i upravljanje samim procesom namatanja.

7.2. Koncept 2



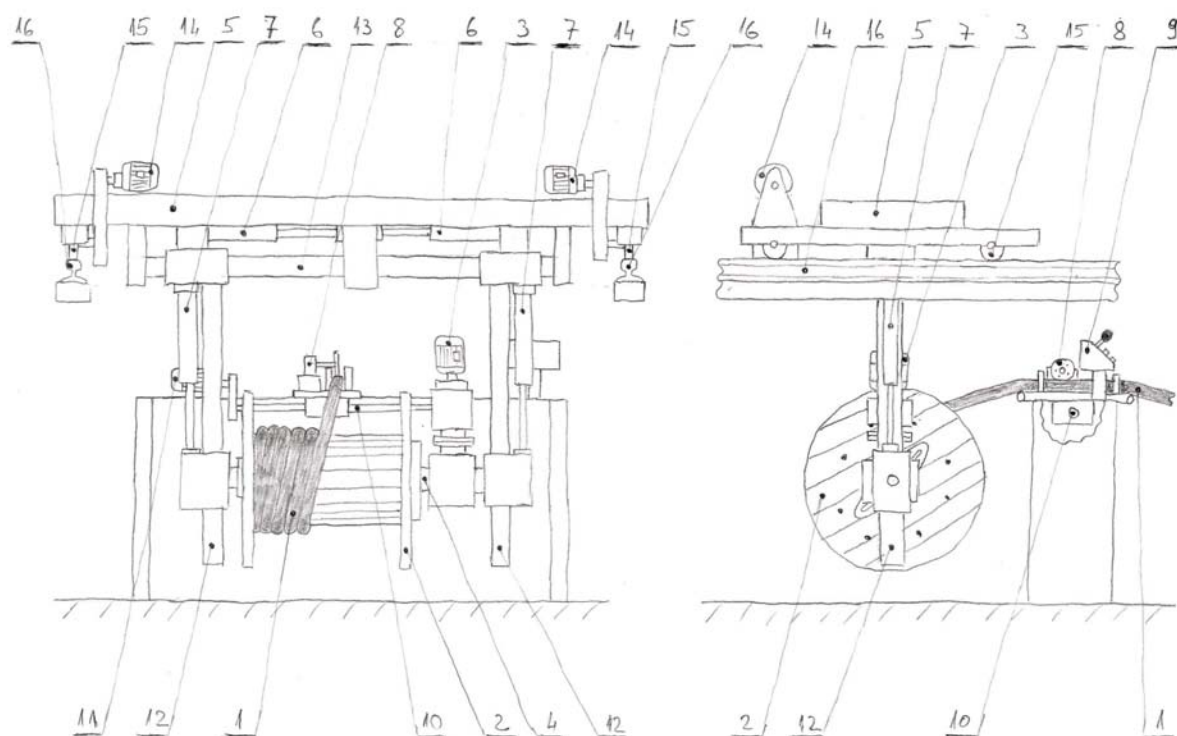
Slika 7.2. Koncept 2

Kao i u prethodnom konceptu, bubanj (pozicija 2) se na stroj pozicionira ručno ili viličarom. Nakon pozicioniranja, hidraulički cilindri za horizontalni pomak (pozicija 6) pomiču vodilice vertikalnog pomaka (12) po vodilici horizontalnog pomaka (13) i na taj način zahvaćaju bubanj. Podizanje bubnja obavljaju hidraulički cilindri za podizanje (pozicija 7), a podizanje se obavlja preko vodilica za vertikalni pomak (pozicija 12). Rotaciju bubnja, preko reduktora i pogonskog vratila (pozicija 4), obavlja pogonski motor za rotaciju (pozicija 3). Cijeli ovaj sustav montiran je na nosivu konstrukciju (pozicija 5) portalne izvedbe.

Tokom namatanja, kabel (pozicija 1) prolazi kroz vodilicu u čijem se sklopu nalazi i mjerač duljine kabela (pozicija 8). Na taj način osigurava se pravilno namatanje kabela na bubanj. Sam pomak vodilice obavlja vijčano vreteno (pozicija 10) pogonjeno od strane pogonskog motora za vodilicu (pozicija 11).

Potrebni podaci (duljina kabela, brzina namatanja...) prikazani su na kontrolnoj ploči (pozicija 9) pomoću koje se obavlja i upravljanje samim procesom namatanja.

7.3. Koncept 3



Slika 7.3. Koncept 3

Za razliku od prethodna dva koncepta, u ovom konceptu pozicioniranje bubnja (pozicija 2) obavlja sam stroj za namatanje kabela. Pomoću pogonskog motora za vožnju (pozicija 14) i kotača (pozicija 15), cijela konstrukcija pomiče se po tračnicama (pozicija 16) te se na taj način bubanj doprema na željenu poziciju. Samo zahvaćanje bubnja obavljaju hidraulički cilindri za horizontalni pomak (pozicija 6) koji, po vodilici za horizontalni pomak (pozicija 13) pomiču vodilicu za vertikalni pomak (pozicija 12), u čijem sklopu se nalazi sustav za zahvat bubnja. Podizanje bubnja obavljaju hidraulički cilindri za podizanje (pozicija 7), a podizanje se obavlja preko vodilica za vertikalni pomak (pozicija 12). Rotaciju bubnja, preko reduktora i pogonskog vratila (pozicija 4), obavlja pogonski motor za rotaciju (pozicija 3).

Cijeli sustav ovješten je na horizontalnu nosivu gredu (pozicija 5) oslonjenu na tračnice (pozicija 16). Tokom namatanja, kabel (pozicija 1) prolazi kroz vodilicu u čijem se sklopu nalazi i mjerač duljine kabela (pozicija 8). Na taj način osigurava se pravilno namatanje kabela na bubanj. Sam pomak vodilice obavlja vijčano vreteno (pozicija 10) pogonjeno od strane pogonskog motora za vodilicu (pozicija 11).

Potrebni podaci (duljina kabela, brzina namatanja...) prikazani su na kontrolnoj ploči (pozicija 9) pomoću koje se obavlja i upravljanje samim procesom namatanja.

7.4. Vrednovanje i odabir koncepata

Prethodno kreirane koncepte potrebno je na neki način vrednovati kako bi se utvrdilo koji od njih je najpovoljniji za daljnju razradu. Vrednovanje se obavlja preko pojedinih kategorija koje se ocjenjuju, a ocjene se kreću: 1 – nedovoljan, 2 – dovoljan, 3 – dobar, 4 – vrlo dobar, 5 – odličan.

Pod kategorije koje se razmatraju, spadaju:

- Zauzimanje prostora – kategorija koja podrazumijeva dimenzije, odnosno gabarite stroja te prostor koji te dimenzije zauzimaju. Prvenstveno se misli na površinu (duljina i širina) koju stroj zauzima, a budući da su prostori u kojima se ovakvi strojevi nalaze obično hale velikih visina (10 metara, pa i više), sama visina stroja nije od velike važnosti.
- Masa stroja – kategorija koja ocjenjuje veličinu ukupne mase stroja. Važan podatak za transport, te za instalaciju stroja u određeni pogon.
- Pozicioniranje bubnja – kategorija koja ocjenjuje brzinu i mogućnosti stroja pri obavljanju funkcije pozicioniranja bubnja u položaj predviđen za obavljanje procesa namatanja. Ocjenjuje se koliko je stroj sposoban samostalno izvesti ovu funkciju, odnosno koliko je bitno prisustvo i učešće radnika.
- Brzina odvijanja procesa – kategorija koja podrazumijeva veličinu vremenskog perioda odvijanja procesa namatanja od dovođenja praznog bubnja do stroja, pa do odvođenja namotanog bubnja spremnog za skladištenje i transport. To uključuje brzinu prihvatanja i otpuštanja bubnja, brzinu podizanja i spuštanja bubnja, brzinu samog namatanja kabela na bubanj, te brzinu vođenja kabela.

- Kompleksnost mehanizma – kategorija koja podrazumijeva ukupan broj dijelova od kojih je stroj sastavljen, broj pogonskih mehanizama u sustavu te mogućnost održavanja i zamjene dijelova.
- Broj standardnih dijelova – ova kategorija usko je vezana uz kategoriju kompleksnosti mehanizma, a predstavlja odnos standardnih dijelova u usporedbi s ukupnim brojem dijelova od kojih je stroj sastavljen.
- Cijena – kategorija koja vrednuje ekonomsku isplativost pojedinog stroja

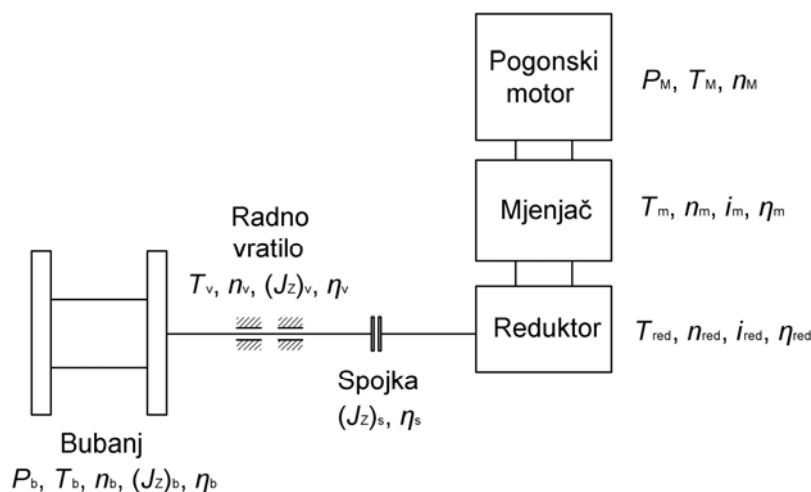
Tablica 7.1. Vrednovanje koncepata

Koncept Kategorija	Koncept 1	Koncept 2	Koncept 3
Zauzimanje prostora	3	4	4
Masa stroja	4	3	1
Pozicioniranje bubnja	3	3	4
Brzina odvijanja procesa	4	4	5
Kompleksnost mehanizma	3	4	2
Broj standardnih dijelova	3	4	2
Cijena	3	4	2
Σ	23	26	20

Iz tablice 7.1., zbrajanjem ocjena pojedinih kategorija, može se utvrditi da je najpovoljniji koncept za daljnju razradu koncept broj 2. Glavne prednosti ovog koncepta su relativno mala površina koju stroj zauzima, kompleksnost mehanizma svedena na minimum, velik broj standardnih dijelova u odnosu na ukupni broj dijelova stroja te kao posljedica svega, najniža cijena.

Kao nedostatke može se navesti potrebno prisustvo i učešće radnika pri pozicioniranju bubnja, te kao posljedica toga, nešto manja ukupna brzina odvijanja procesa namatanja kabela.

8. PRORAČUN POGONSKOG MEHANIZMA ZA NAMATANJE I DESNE HVATALJKE



Slika 8.1. Shematski prikaz pogonskog mehanizma

8.1. Dimenzioniranje radnog vratila desne hvataljke

Iz analize tržišta u prethodnim poglavljima vidi se da na tržištu postoje kabele različitih promjera, vrsta izolacija, materijala vodiča, izvedbe, itd. To podrazumijeva tisuće različitih vrsta kabela, što za sobom pak povlači tisuće različitih kriterija pri odabiru parametara namatanja kao što su brzina namatanja, potreban okretni moment, potrebna snaga i sl. Treba također uzeti u obzir da na parametre namatanja ne utječe samo kabel, već na njih imaju utjecaj i karakteristike bubnja te način vođenja kabela. Prema tome, može se zaključiti da se pri konstrukciji jednog univerzalnog stroja za namatanje kabela koji nije namijenjen namatanju samo jedne vrste kabela, neki parametri moraju uzeti iskustveno. Naime, bilo bi besmisleno raditi proračun za svaku vrstu kabela koji se namata.

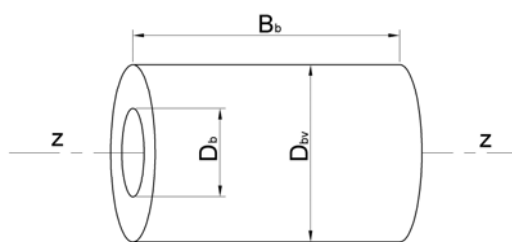
Takav je slučaj sa brzinom namatanja pojedinih vrsta kabela. U tablici 8.1. dana je preporuka brzine namatanja pojedinih kabela kao odnos broja okretaja bubnja i promjera poprečnog presjeka kabela. Vrijednosti iz tablice uzimaju u obzir parametre kao što su sigurnost protiv oštećenja kabela, oštećenja bubnja, oštećenja stroja, te sigurnost radnika.

Tablica 8.1. Broj okretaja bubnja pri namatanju kabela različitih promjera [11]

Promjer poprečnog presjeka kabela d_k [mm]	Maksimalni broj okretaja bubnja n_{bmax} [°/min]
60 i više	17
30 – 45	34
15 – 30	70
do 15	140

Veličine u tablici vrijede za veliku većinu kabela koji se danas nalaze na tržištu. Ukoliko se radi o vrlo osjetljivim kabelima (npr. optički kabeli) ili kabelima posebne namjene, o njima je potrebno posebno voditi računa te prema potrebi smanjiti ili povećati brzinu namatanja.

Prilikom namatanja kabela, najveći dio snage troši se na svladavanje momenta inercije bubnja i namotanog kabela, te za pokrivanje neizbježnih gubitaka u njenom prijenosu. Prema tome, da bi se odredio okretni moment koji radno vratilo mora prenijeti, potrebno je odrediti moment inercije bubnja i kabela. Ako pretpostavimo da je masa kabela ravnomjerno raspoređena po bubnju te da u potpunosti ispunjava bubanj između vanjskog promjera bubnja d_b i vanjskog promjera prirubnice bubnja D_{bv} (što u praksi nije slučaj jer kabel ne doseže sam vrh prirubnice), tada proračun možemo aproksimirati momentom inercije šupljeg valjka [Slika 8.2.].



Slika 8.2. Šuplji valjak

Kao što se na slici može vidjeti, promjer bubnja D_b predstavlja unutarnji promjer valjka, promjer prirubnice D_{bv} predstavlja vanjski promjer valjka, dok vanjska širina bubnja B_b predstavlja širinu valjka.

Za proračun je uzet najnepovoljniji slučaj u kojemu je masa tereta jednaka maksimalno dopuštenoj masi tereta stroja, te namatanje na bubanj najvećih dimenzija. Prema tome, moment inercije iznosi:

$$(J_z)_b = \frac{1}{2} m_{\text{tmax}} \cdot \left(\frac{D_{\text{bv}}^2}{4} + \frac{D_b^2}{4} \right) = \frac{1}{2} \cdot 10000 \cdot \left(\frac{2^2}{4} + \frac{1,3^2}{4} \right) \quad (8.1.)$$

$$(J_z)_b = 7112,5 \text{ kgm}^2 \quad (8.2.)$$

Nakon određenog momenta inercije, moguće je izračunati poteban okretni moment na bubnju:

$$T_b = \frac{(J_z)_b \cdot g \cdot \omega_b}{4 \cdot g \cdot t_u} = \frac{(J_z)_b \cdot g \cdot n_b}{375 \cdot t_u} \quad (8.3.)$$

$$T_b = \frac{7112,5 \cdot g \cdot 17}{375 \cdot 1} = 3163 \text{ Nm} \quad (8.4.)$$

Gdje je:

$(J_z)_b$ – moment inercije bubnja i namotanog kabela oko osi z [kgm²]

m_{tmax} = 10000 kg – najveća dopuštena masa tereta [kg]

T_b – okretni moment na bubnju [Nm]

ω_b – kutna brzina bubnja [rad/s]

$n_b = 17$ °/min [Tablica 8.1.] – broj okretaja bubnja [°/min]

$t_u = 1$ s – odabrano vrijeme uključivanja elekromotora [s]

Osim okretnog momenta potrebnog za okretanje bubnja, moment na radnom vratilu mora okretati i ostale elemente koji se na njemu nalaze. Dakle, kako bi se odredio potreban okretni moment na radnom vratilu, potrebno je odrediti momente potrebne za okretanje tih elemenata. Pod te elemente spadaju: kapica (element za zahvat bubnja), prijenosnik vrtnje (element za prijenos okretaja sa vratila na bubanj), spojka te samo vratilo. Momenti pojedinih elemenata računaju se na isti način kao i za bubanj [Jednadžba (8.3.)]:

$$T_{\text{kap}} = \frac{(J_z)_{\text{kap}} \cdot g \cdot n_v}{375 \cdot t_u} = \frac{0,0047 \cdot g \cdot 17}{375 \cdot 1} \quad (8.5.)$$

$$T_{\text{kap}} = 2,09 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (8.6.)$$

$$T_{\text{prij}} = \frac{(J_z)_{\text{prij}} \cdot g \cdot n_v}{375 \cdot t_u} = \frac{0,198 \cdot g \cdot 17}{375 \cdot 1} \quad (8.7.)$$

$$T_{\text{prij}} = 0,09 \text{ Nm} \quad (8.8.)$$

$$T_s = \frac{(J_z)_s \cdot g \cdot n_v}{375 \cdot t_u} = \frac{0,0046 \cdot g \cdot 17}{375 \cdot 1} \quad (8.9.)$$

$$T_s = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (8.10.)$$

$$T_v' = \frac{(J_z)_v \cdot g \cdot n_v}{375 \cdot t_u} = \frac{0,33 \cdot g \cdot 17}{375 \cdot 1} \quad (8.11.)$$

$$T_v' = 0,15 \text{ Nm} \quad (8.12.)$$

Gdje je:

T_{kap} – moment potreban za okretanje kapice [Nm]

T_{prij} – moment potreban za okretanje prijenosnika vrtnje [Nm]

T_s – moment potreban za okretanje spojke [Nm]

T_v' – moment potreban za okretanje radnog vratila [Nm]

$(J_z)_{\text{kap}} = 0,0047 \text{ kgm}^2$ [iz modela] – moment inercije kapice oko osi z [kgm^2]

$(J_z)_{\text{prij}} = 0,198 \text{ kgm}^2$ [iz modela] – moment inercije prijenosnika vrtnje oko osi z [kgm^2]

$(J_z)_s = 0,0046 \text{ kgm}^2$ [Tablica 8.3.] – moment inercije spojke oko osi z [kgm^2]

$(J_z)_v = 0,33 \text{ kgm}^2$ [iz modela] – moment inercije radnog vratila oko osi z [kgm^2]

$n_v = n_b = 17 \text{ }^\circ/\text{min}$ – broj okretaja bubnja [$^\circ/\text{min}$]

Torzijsko opterećenje radnog vratila

Nakon izračunatih momenata potrebnih za okretanje pojedinih elemenata pričvršćenih za radno vratilo, može se izračunati ukupan moment koji opterećuje vratilo:

$$T_v = \frac{T_b + T_{\text{kap}} + T_{\text{prij}} + T_v' + T_s}{\eta_b \cdot \eta_v} = \frac{3163 + 2,09 \cdot 10^{-3} + 0,09 + 0,15 + 2,05 \cdot 10^{-3}}{0,98 \cdot 0,99} \quad (8.13.)$$

$$T_v = 3260 \text{ Nm} \quad (8.14.)$$

Gdje je:

T_v – okretni moment koji opterećuje vratilo [Nm]

$\eta_b = 0,98$ [12] – stupanj iskoristivosti bubnja

$\eta_v = 0,99$ [12] – stupanj iskoristivosti uležištenja radnog vratila

Savojno opterećenje radnog vratila

Radno vratilo je, osim torzijski, opterećeno i savojno, a opterećuju ga težine elemenata ovješene na njega kao i težina samog vratila. Iznosi tih težina su:

$$G_t / 2 = \frac{m_{tmax}}{2} \cdot g = \frac{10000}{2} \cdot g = 49050 \text{ N} \quad (8.15.)$$

$$G_{kap} = m_{kap} \cdot g = 2,2 \cdot g = 22 \text{ N} \quad (8.16.)$$

$$G_{prij} = m_{prij} \cdot g = 11,9 \cdot g = 117 \text{ N} \quad (8.17.)$$

$$G_s / 2 = \frac{m_s}{2} \cdot g = \frac{8,9}{2} \cdot g = 44 \text{ N} \quad (8.18.)$$

$$G_v = m_v \cdot g = 28 \cdot g = 275 \text{ N} \quad (8.19.)$$

Gdje je:

$G_t/2$ – težina maksimalnog tereta stroja koja opterećuje radno vratilo [N]

G_{kap} – težina kapice [N]

G_{prij} – težina prijenosnika vrtnje [N]

$G_s/2$ – težina spojke koja opterećuje radno vratilo [N]

G_v – težina vratila [N]

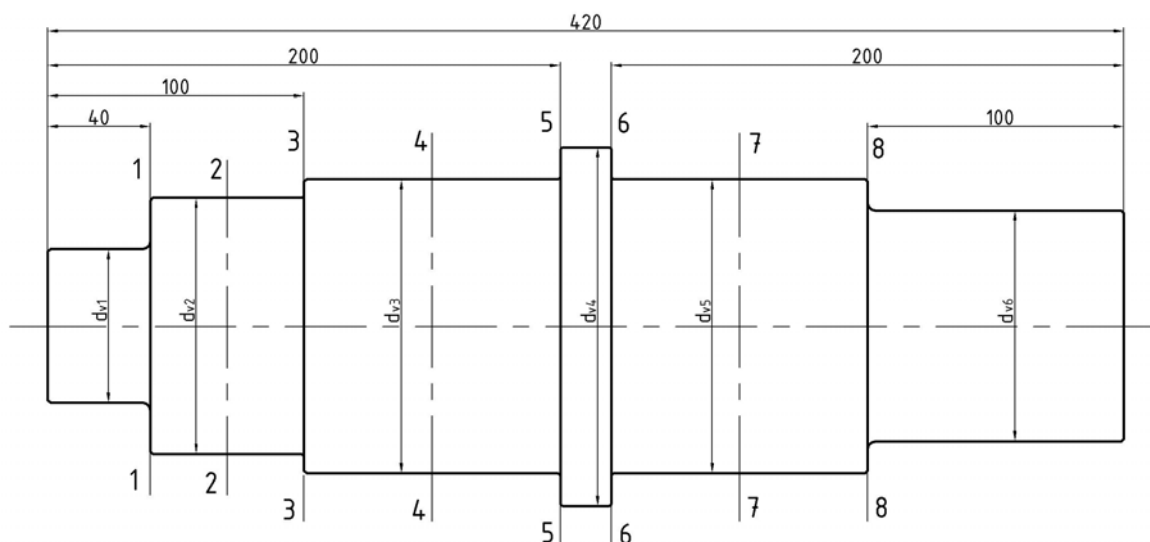
$m_{kap} = 2,2 \text{ kg}$ [iz modela] – masa kapice [kg]

$m_{prij} = 11,9 \text{ kg}$ [iz modela] – masa prijenosnika vrtnje [kg]

$m_s = 8,9 \text{ kg}$ [Tablica 8.3.] – masa spojke [kg]

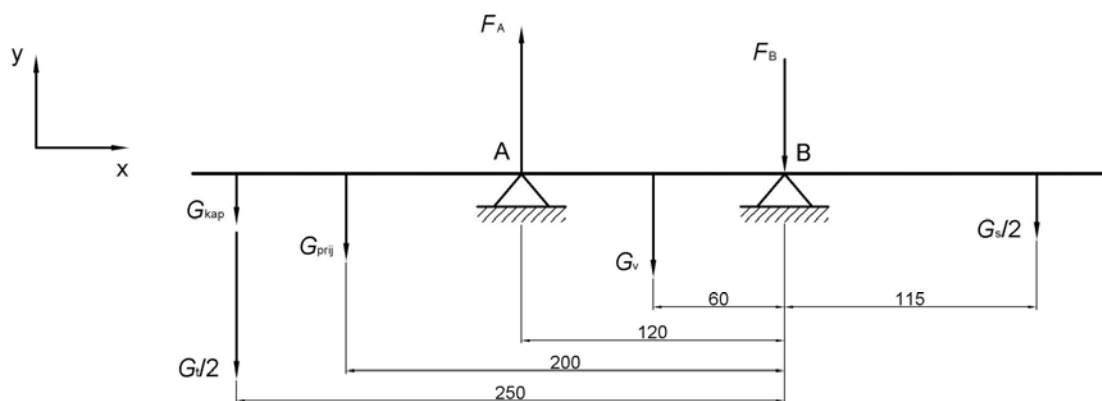
$m_v = 28 \text{ kg}$ [iz modela] – masa radnog vratila [kg]

Da bi se odredio iznos opterećenja, potrebno je prethodno orijentacijski stupnjevati vratilo i odrediti duljine pojedinih stupnjeva [Slika 8.3.].



Slika 8.3. Orijentacijsko stupnjevanje radnog vratila i duljine pojedinih stupnjeva

Prema slici 8.3. i prethodno izračunatim vrijednostima težina koje opterećuju vratilo, moguće je napraviti matematički model opterećenja vratila na savijanje [Slika 8.4.].



Slika 8.4. Matematički model opterećenja radnog vratila

Prema slici 8.4. slijedi da su reakcije u osloncima A i B:

$$\Sigma M_B = 0 \quad (8.20.)$$

$$(G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,25 + G_{prij} \cdot 0,2 + G_v \cdot 0,06 = F_A \cdot 0,12 + (G_s / s) \cdot 0,115 \quad (8.21.)$$

$$F_A = \frac{(49050 + 22) \cdot 0,25 + 117 \cdot 0,2 + 275 \cdot 0,06 - 44 \cdot 0,115}{0,12} \quad (8.22.)$$

$$F_A = 102524 \text{ N} \quad (8.23.)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (8.24.)$$

$$F_B = F_A - (G_t / 2) - G_{kap} - G_{prij} - G_v - (G_s / 2) \quad (8.25.)$$

$$F_B = 102524 - 49050 - 22 - 117 - 275 - 44 \quad (8.26.)$$

$$F_B = 53016 \text{ N} \quad (8.27.)$$

Gdje je:

ΣM_B – suma momenata oko oslonca B [Nm]

ΣF_y – suma sila u smjeru osi y [N]

F_A – sila u osloncu A [N]

F_B – sila u osloncu B [N]

Stupnjevanje radnog vratila

Stupnjevanje vratila obavlja se na temelju opterećenja u pojedinim presjecima vratila [Slika 8.3.]. U presjecima 1 i 2 vratilo je opterećeno samo savojno, dok je u ostalim presjecima opterećeno savojno i torzijski. Dakle, u presjecima 1 i 2, vratilo je opterećeno momentima savijanja, dok je u ostalim presjecima opterećeno reduciranim momentima koji se računaju prema energetskej HMH teoriji [13]. Prije računanja samog opterećenja, potrebno je, na temelju odabranog materijala radnog vratila, izračunati faktor čvrstoće materijala obzirom na način njegovog naprezanja:

Odabrani materijal radnog vratila je čelik S355JR (Č0561).

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{fDN}} = \frac{240}{1,73 \cdot 150} = 0,92 \quad (8.28.)$$

Gdje je:

α_0 – faktor čvrstoće materijala vratila obzirom na način naprezanja

$\sigma_{fDN} = 240 \text{ N/mm}^2$ [13] – trajna dinamička čvrstoća materijala obzirom na savijanje [N/mm^2]

$\tau_{fDN} = 150 \text{ N/mm}^2$ [13] – trajna dinamička čvrstoća materijala obzirom na torziju [N/mm^2]

Momenti u pojedinim presjecima [Slika 8.3.] bitnim za stupnjevanje vratila iznose:

$$M_1 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,02 = (49050 + 22) \cdot 0,02 = 981 \text{ Nm} \quad (8.29.)$$

$$M_{red3} = \sqrt{M_3^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v)^2} \quad (8.30.)$$

$$M_3 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,08 + G_{prij} \cdot 0,03 \quad (8.31.)$$

$$M_3 = (49050 + 22) \cdot 0,08 + 117 \cdot 0,03 = 3929 \text{ Nm} \quad (8.32.)$$

$$M_{red3} = \sqrt{3929^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260)^2} = 4710 \text{ Nm} \quad (8.33.)$$

$$M_{red4} = \sqrt{M_4^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v)^2} \quad (8.34.)$$

$$M_4 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,13 + G_{prij} \cdot 0,08 \quad (8.35.)$$

$$M_4 = (49050 + 22) \cdot 0,13 + 117 \cdot 0,08 = 6389 \text{ Nm} \quad (8.36.)$$

$$M_{red4} = \sqrt{6389^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260)^2} = 6897 \text{ Nm} \quad (8.37.)$$

$$M_{red7} = \sqrt{M_7^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v)^2} \quad (8.38.)$$

$$M_7 = (G_s / 2) \cdot 0,115 \quad (8.39.)$$

$$M_7 = 44 \cdot 0,115 = 5 \text{ Nm} \quad (8.40.)$$

$$M_{red7} = \sqrt{5^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260)^2} = 2597 \text{ Nm} \quad (8.41.)$$

$$M_{red8} = \sqrt{M_8^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v)^2} \quad (8.42.)$$

$$M_8 = (G_s / 2) \cdot 0,065 \quad (8.43.)$$

$$M_8 = 44 \cdot 0,065 = 3 \text{ Nm} \quad (8.44.)$$

$$M_{red8} = \sqrt{3^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260)^2} = 2597 \text{ Nm} \quad (8.45.)$$

Gdje je:

M_{1-8} – momenti savijanja vratila u presjecima 1 - 8 [Nm]

M_{red3-8} – reducirani momenti koji opterećuju vratilo u presjecima 3 - 8 [Nm]

Potrebni promjeri pojedinih stupnjeva vratila [Slika 8.3.] računaju se prema prethodno izračunatim momentima opterećenja:

$$d_{v1} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_1}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 981000}{50}} = 58,1 \text{ mm} \quad (8.46.)$$

$$d_{v2} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red3}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 4710000}{50}} = 98 \text{ mm} \quad (8.47.)$$

$$d_{v3} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red4}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 6897000}{50}} = 111,3 \text{ mm} \quad (8.48.)$$

$$d_{v5} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red7}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2597000}{50}} = 80,4 \text{ mm} \quad (8.49.)$$

$$d_{v6} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red8}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2597000}{50}} = 80,4 \text{ mm} \quad (8.50.)$$

Gdje je:

d_{v1-6} – promjeri pojedinih stupnjeva vratila prema presjecima [mm]

$\sigma_{fDNdop} = 50 \text{ N/mm}^2$ [13] – dopušteno dinamičko naprezanje materijala vratila [N/mm^2]

Odabrani standardni promjeri radnog vratila iznose [Slika 8.3.]:

$$dv_1 = 60 \text{ mm}$$

$$dv_2 = 100 \text{ mm}$$

$$dv_3 = 115 \text{ mm}$$

$$dv_4 = 140 \text{ mm} - \text{odabrano}$$

$$dv_5 = 115 \text{ mm} - \text{zbog simetričnosti i naslona ležaja}$$

$$dv_6 = 90 \text{ mm} - \text{zbog utora za pero}$$

Kontrola naprezanja

Kontrola naprezanja vrši se u kritičnim presjecima vratila. Ukoliko su uvjeti čvrstoće u tim presjecima zadovoljeni, podrazumijeva se da zadovoljavaju i u ostalim presjecima vratila.

Potrebni faktori zareznog djelovanja u pojedinim kritičnim presjecima iznose [13]:

$$\beta_{kf1} = 1,475 \quad (8.51.)$$

$$\beta_{kf2} = 1,9 \quad (8.52.)$$

$$\beta_{kt2} = 1,9 \quad (8.53.)$$

$$\beta_{kf3} = 1,195 \quad (8.54.)$$

$$\beta_{kt3} = 1,245 \quad (8.55.)$$

$$\beta_{kf5} = 1,725 \quad (8.56.)$$

$$\beta_{kt5} = 1,765 \quad (8.57.)$$

Gdje je:

β_{kf1-5} – faktor zareznog djelovanja kod savijanja u presjecima 1 - 5

β_{kt1-5} – faktor zareznog djelovanja kod torzije u presjecima 1 - 5

Uzimajući u obzir faktore zareznog djelovanja, momenti opterećenja u pojedinim kritičnim presjecima iznose:

$$M_{red2} = \sqrt{(M_2 \cdot \beta_{kf2})^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v \cdot \beta_{kt2})^2} \quad (8.58.)$$

$$M_2 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,05 = (49050 + 22) \cdot 0,05 = 2454 \text{ Nm} \quad (8.59.)$$

$$M_{red2} = \sqrt{(2454 \cdot 1,9)^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260 \cdot 1,9)^2} = 6789 \text{ Nm} \quad (8.60.)$$

$$M_{red3} = \sqrt{(M_3 \cdot \beta_{kf3})^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v \cdot \beta_{kt3})^2} \quad (8.61.)$$

$$M_{red3} = \sqrt{(3929 \cdot 1,195)^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260 \cdot 1,245)^2} = 5701 \text{ Nm} \quad (8.62.)$$

$$M_{red5} = \sqrt{(M_5 \cdot \beta_{kf5})^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_v \cdot \beta_{kt5})^2} \quad (8.63.)$$

$$M_5 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,18 + G_{prij} \cdot 0,13 - F_A \cdot 0,05 \quad (8.64.)$$

$$M_5 = (49050 + 22) \cdot 0,18 + 117 \cdot 0,13 - 102524 \cdot 0,05 = 3722 \text{ Nm} \quad (8.65.)$$

$$M_{\text{red2}} = \sqrt{(3722 \cdot 1,725)^2 + 0,75(0,92 \cdot 3260 \cdot 1,765)^2} = 7889 \text{ Nm} \quad (8.66.)$$

Da bi kontrola naprezanja zadovoljila, postojeća sigurnost u kritičnim presjecima mora biti veća od potrebne sigurnosti:

Presjek 1:

$$S_{\text{post1}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kfl}} \cdot \sigma_{\text{fl}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (8.67.)$$

$$\sigma_{\text{fl}} = \frac{M_1}{W_1} \quad (8.68.)$$

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{v1}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ mm}^3 \quad (8.69.)$$

$$\sigma_{\text{fl}} = \frac{981000}{21195} = 46,3 \text{ N/mm}^2 \quad (8.70.)$$

$$b_1 = 0,8 \quad (8.71.)$$

$$b_2 = 0,95 \quad (8.72.)$$

$$S_{\text{post1}} = \frac{0,8 \cdot 0,95 \cdot 240}{1,2 \cdot 1,475 \cdot 46,3} = 2,2 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (8.73.)$$

Presjek 2:

$$S_{\text{post2}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red2}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (8.74.)$$

$$\sigma_{\text{red2}} = \frac{M_{\text{red2}}}{W_2} \quad (8.75.)$$

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{v2}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98125 \text{ mm}^3 \quad (8.76.)$$

$$\sigma_{\text{red2}} = \frac{6789000}{98125} = 69,2 \text{ N/mm}^2 \quad (8.77.)$$

$$b_1 = 0,757 \quad (8.78.)$$

$$b_2 = 0,96 \quad (8.79.)$$

$$S_{\text{post2}} = \frac{0,757 \cdot 0,96 \cdot 240}{1,2 \cdot 69,2} = 2,1 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (8.80.)$$

Presjek 3:

$$S_{\text{post3}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red3}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (8.81.)$$

$$\sigma_{\text{red3}} = \frac{M_{\text{red3}}}{W_3} \quad (8.82.)$$

$$W_3 = \frac{\pi \cdot d_{v2}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98125 \text{ mm}^3 \quad (8.83.)$$

$$\sigma_{\text{red3}} = \frac{5701000}{98125} = 58,1 \text{ N/mm}^2 \quad (8.84.)$$

$$b_1 = 0,757 \quad (8.85.)$$

$$b_2 = 0,96 \quad (8.86.)$$

$$S_{\text{post3}} = \frac{0,757 \cdot 0,96 \cdot 240}{1,2 \cdot 58,1} = 2,5 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (8.87.)$$

Presjek 5:

$$S_{\text{post5}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red5}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (8.88.)$$

$$\sigma_{\text{red5}} = \frac{M_{\text{red5}}}{W_5} \quad (8.89.)$$

$$W_5 = \frac{\pi \cdot d_{v3}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 115^3}{32} = 149236 \text{ mm}^3 \quad (8.90.)$$

$$\sigma_{\text{red5}} = \frac{7889000}{149236} = 52,9 \text{ N/mm}^2 \quad (8.91.)$$

$$b_1 = 0,757 \quad (8.92.)$$

$$b_2 = 0,96 \quad (8.93.)$$

$$S_{\text{post5}} = \frac{0,757 \cdot 0,96 \cdot 240}{1,2 \cdot 52,9} = 2,7 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (8.94.)$$

Gdje je:

$S_{\text{post1-5}}$ – postojeća sigurnost u kritičnim presjecima 1 - 5

$S_{\text{potr}} = 1,8$ [13] – potrebna sigurnost vratila

b_1 [13] – faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja

b_2 [13] – faktor kvalitete površinske obrade

$\varphi = 1,2$ [13] – faktor udara

σ_{f1} – savojno naprezanje u kritičnom presjeku 1 [N/mm²]

$\sigma_{\text{red2-5}}$ – reducirano naprezanje u kritičnim presjecima 2 - 5 [N/mm²]

W_{1-5} – momenti otpora u presjecima 1 – 5 [mm³]

Budući da je postojeća sigurnost u svim kritičnim presjecima veća od potrebne, ovakva izvedba vratila zadovoljava uvjete čvrstoće, te se odabire kao radno vratilo desne hvataljke stroja za namatanje kabela.

8.2. Odabir ležajeva za uležištenje radnog vratila

Prema reakcijama u osloncima A i B, silama F_A i F_B [Slika 8.4.], te prema promjerima naslona ležaja radnoga vratila dv_3 i dv_5 [Slika 8.3.], potrebno je odabrati odgovarajuće ležajeve. Ležajevi se odabiru na temelju proračuna dinamičke moći nošenja.

Oslonac A:

$$C_{1A} = \frac{f_g \cdot f_L}{f_n} \cdot F_A \quad (8.95.)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{12500}{500}} = 2,92 \quad (8.96.)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,33}{n_{\text{vmax}}}} = \sqrt[3]{\frac{33,33}{140}} = 0,62 \quad (8.97.)$$

$$C_{1A} = \frac{1 \cdot 2,92}{0,62} \cdot 102524 = 482855 \text{ N} \quad (8.98.)$$

Oslonac B:

$$C_{1B} = \frac{f_{\vartheta} \cdot f_L}{f_n} \cdot F_B \quad (8.99.)$$

$$C_{1B} = \frac{1 \cdot 2,92}{0,62} \cdot 53016 = 249688 \text{ N} \quad (8.100.)$$

Gdje je:

C_1 – dinamička opterećenost ležaja [N]

$f_{\vartheta} = 1$ za $\vartheta < 150 \text{ °C}$ [13] – faktor temperature

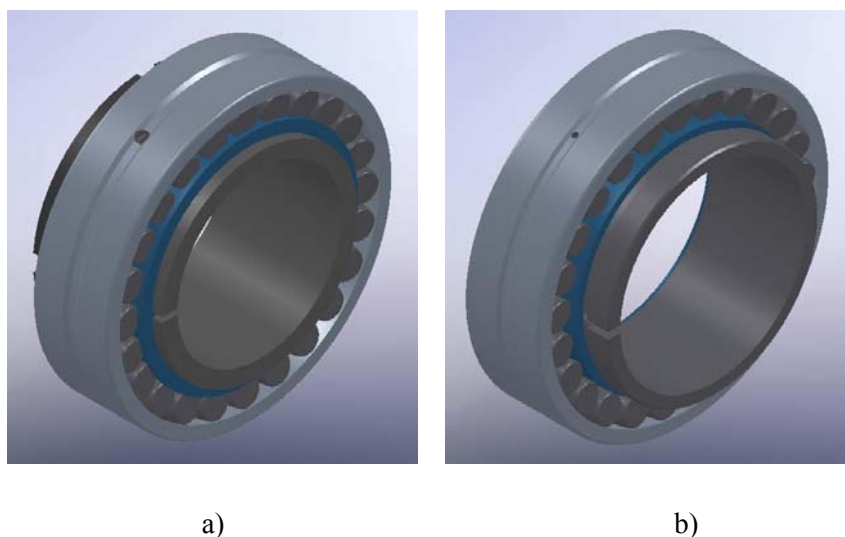
f_L – faktor vijeka trajanja

f_n – faktor broja okretaja

$L_h = 12500 \text{ h}$ [13] – vijek trajanja ležaja [h]

$n_{vmax} = 140 \text{ °/min}$ [Tablica 8.1.] – maksimalan broj okretaja vratila [°/min]

Prema provedenom proračunu dinamičke moći nošenja ležajeva, odabran je ležaj oznake 23026-E1A-K-M + H3026 za oslonac A [Slika 8.5.a], te ležaj oznake 23024-E1-K-TVPB + AHX3024 za oslonac B [Slika 8.5.b]. Oba ležaja su proizvodi njemačke tvrtke FAG sa karakteristikama prikazanim u tablici 8.2.



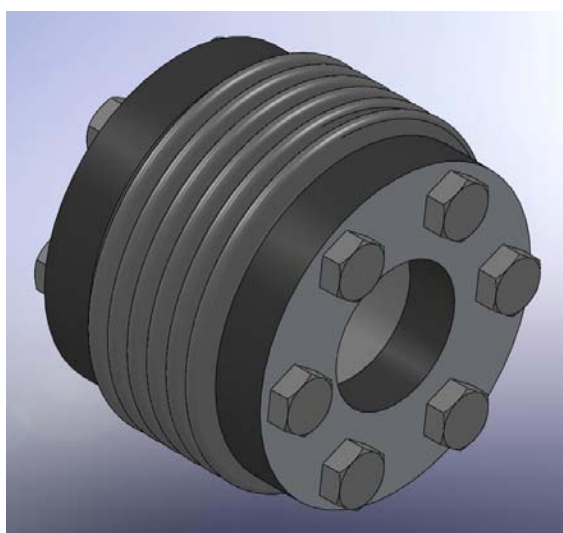
Slika 8.5. Modeli ležaja radnog vratila;
a) 23026-E1A-K-M + H3026; b) 23024-E1-K-TVPB + AHX3024

Tablica 8.2. Karakteristike ležajeva na osloncima radnog vratila [14]

Oznaka ležaja	23026-E1A-K-M + H3026	23024-E1-K-TVPB + AHX3024
Unutarnji promjer d_i [mm]	115	115
Vanjski promjer D_i [mm]	200	180
Širina B_i [mm]	80	64
Masa m_i [kg]	5,7	3,7
Dopušteno dinamičko opterećenje C_r [N]	540000	430000
Dopušteno statičko opterećenje C_{0r} [N]	730000	580000
Maksimalan dopušteni broj okretaja n_i [°/min]	3600	4300

8.3. Odabir spojke radnog vratila

Spojke se odabiru prema potrebnom okretnom momentu koji moraju prenijeti i uvjetima rada. Prema tome, uz prethodno izračunati potreban okretni moment na radnom vratilu [Jednadžba (8.14.)], odabrana je spojka oznake BK1 Series 4000 [Slika 8.6.] američke tvrtke *R+W Couplin Technology* s karakteristikama prikazanim u tablici 8.3.



Slika 8.6. Model spojke oznake BK1 Series 4000

Tablica 8.3. Karakteristike spojke BK1 Series 4000 [15]

Vanjski promjer D_s [mm]	200
Širina B_s [mm]	145
Maksimalni okretni moment T_s [Nm]	4000
Moment inercije J_s [kgm ²]	0,0046
Masa m_s [kg]	8,9

8.4. Odabir pogonskog motora, mjenjača i reduktora

Pogonski motor odabire se obzirom na potrebnu snagu, okretni moment te broj okretaja radnog stroja (u ovom slučaju bubnja). Stoga je, za početak, potrebno izračunati snagu potrebnu za namatanje bubnja:

$$P_b = T_b \cdot \omega_b = T_b \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_b \quad (8.101.)$$

$$P_b = 3163 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{17}{60}\right) = 5628 \text{ W} \quad (8.102.)$$

Potrebna snaga pogonskog motora i okretni moment na izlazu iz reduktora, uključujući gubitke, su, prema tome:

$$P_{\text{potr}} = \frac{P_b}{\eta_b \cdot \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_m \cdot \eta_r} = \frac{5628}{0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97} \quad (8.103.)$$

$$P_{\text{potr}} = 6422 \text{ W} \quad (8.104.)$$

$$T_{\text{potr}} = \frac{T_b + T_{\text{kap}} + T_{\text{pri}} + T_v' + T_s}{\eta_b \cdot \eta_v \cdot \eta_s} = \frac{3163 + 2,09 \cdot 10^{-3} + 0,09 + 0,15 + 2,05 \cdot 10^{-3}}{0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97} \quad (8.105.)$$

$$T_{\text{potr}} = 3361 \text{ Nm} \quad (8.106.)$$

Gdje je:

P_b – snaga potrebna za rotaciju bubnja [W]

P_{potr} – potrebna snaga pogonskog motora [W]

T_{potr} – potreban okretni moment na izlazu iz reduktora [Nm]

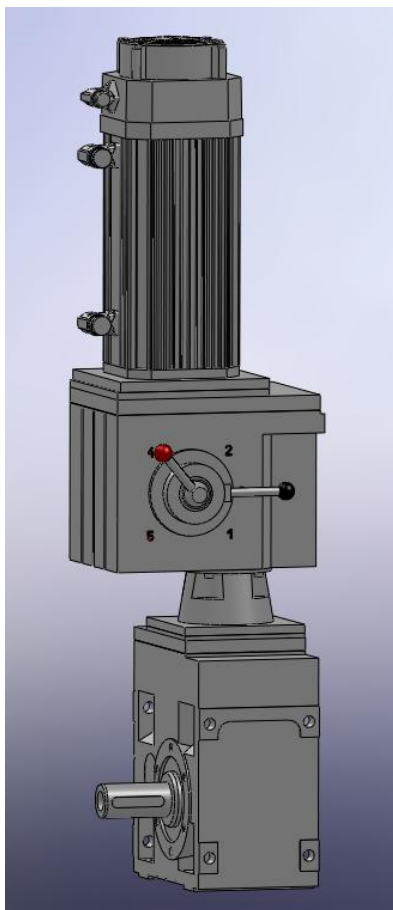
$\eta_s = 0,97$ [12] – stupanj iskoristivosti spojke

$\eta_m = 0,96$ [Tablica 8.4.] – stupanj iskoristivosti mjenjača

$\eta_r = 0,97$ [Tablica 8.4.] – stupanj iskoristivosti reduktora

Analizom tablice 8.1. može se zaključiti da namatanjem različitih vrsta i duljina kabela, stroj mora imati mogućnost regulacije brzine vrtnje i potrebnog okretnog momenta. Iz tog razloga, sklop pogonskog mehanizma mora sadržavati mjenjač kojim će se te veličine regulirati.

Uzevši to u obzir, uz prethodno izračunate veličine potrebne snage P_{potr} i potrebnog okretnog momenta T_{potr} , odabire se pogonski sklop oznake GST07-2S-AVAR-14L35 njemačke tvrtke *Lenze*, koji se sastoji od pogonskog elektromotora, kočnice, mjenjača i reduktora [Slika 8.7.]. Karakteristike sklopa prikazane su u tablici 8.4.



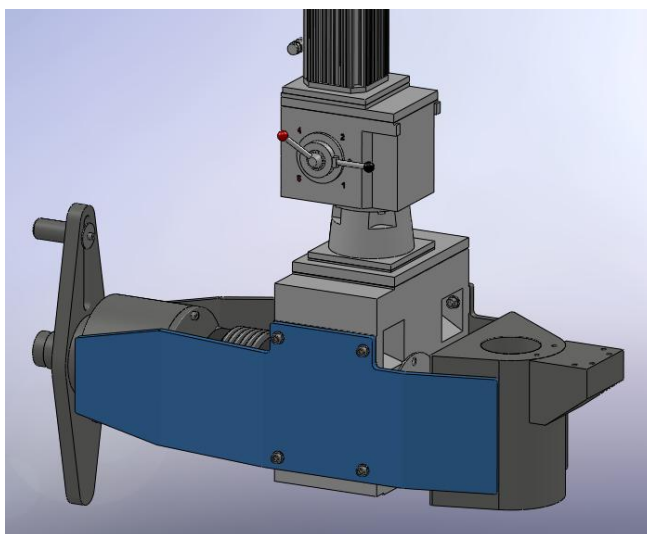
Slika 8.7. Model pogonskog sklopa oznake GST07-2S-AVAR-14L35

Tablica 8.4. Karakteristike pogonskog sklopa GST07-2S-AVAR-14L35 [16]

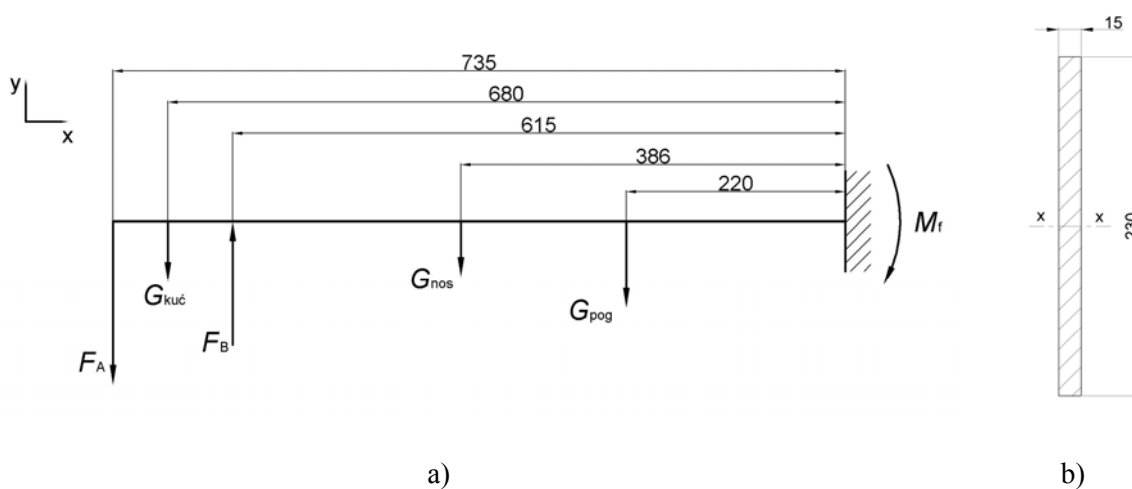
Pogonski elektromotor			
Nazivna snaga P_N [kW]		7,1	
Moment inercije J_M [kgcm ²]		34,82	
Broj okretaja n_M [°/min]		3225	
Okretni moment T_M [Nm]		22	
Masa m_M [kg]		60	
Kočnica			
Moment kočenja M_k [Nm]		25	
Mjenjač			
Masa m_m [kg]		52	
Stupanj iskoristivosti η_m		0,96	
Pozicija mjenjača	Broj okretaja na izlaznom vratilu n_m [°/min]	Prijenosni omjer i_m	Okretni moment na izlaznom vratilu T_m [Nm]
0	-	-	-
1/4	502	6,428	134
2/4	1003	3,214	67
1/5	2048	1,575	33
2/5	4098	0,787	16,5
Reduktor			
Prijenosni omjer i_{red}		29,318	
Masa m_{red} [kg]		50	
Stupanj iskoristivosti η_{red}		0,97	
Pozicija mjenjača	Broj okretaja na izlaznom vratilu n_{red} [°/min]	Okretni moment na izlaznom vratilu T_{red} [Nm]	
0	-	-	
1/4	17	3782	
2/4	34	1891	
1/5	70	927	
2/5	140	463	

Usporedbom podataka iz tablice 8.1. i tablice 8.4. vidljivo je da su uvjeti izlaznog broja okretaja pogonskog mehanizma zadovoljeni. Isto tako, ako se usporede podaci nazivne snage P_N i izlaznog okretnog momenta T_{red} iz tablice 8.4., s prethodno izračunatim potrebnim vrijednostima za najnepovoljniji slučaj (P_{potr} i T_{potr}), može se zaključiti da i oni zadovoljavaju, te da na taj način odabrani pogonski mehanizam odgovara uvjetima za pogon stroja za namatanje kabela.

8.5. Dimenzioniranje i učvršćenje nosača desne hvataljke



Slika 8.8. Model nosača desne hvataljke (označen plavom bojom)



Slika 8.9. a) Matematički model opterećenja nosača; b) Poprečni presjek nosača

Nosač desne hvataljke [Slika 8.8.] opterećen je momentom savijanja, kao što je prikazano na slici 8.9.a. Provjera da li nosač zadovoljava uvjete čvrstoće, uz odabrani materijal nosača S235JR (Č0361), obavlja se za najkritičniji presjek koji se, u ovom slučaju, nalazi kod uklještenja nosača:

$$\Sigma M_{uklj} = 0 \quad (8.107.)$$

$$M_f = F_A \cdot 0,735 + G_{kuć} \cdot 0,68 - F_B \cdot 0,615 + G_{nos} \cdot 0,386 \cdot N_{nos} + G_{pog} \cdot 0,22 \quad (8.108.)$$

$$G_{kuć} = m_{kuć} \cdot g = 38,2 \cdot g = 375 \text{ N} \quad (8.109.)$$

$$G_{nos} = m_{nos} \cdot g = 28 \cdot g = 275 \text{ N} \quad (8.110.)$$

$$G_{pog} = (m_M + m_m + m_{red}) \cdot g = (60 + 52 + 50) \cdot g = 1589 \text{ N} \quad (8.111.)$$

$$M_f = 102524 \cdot 0,735 + 375 \cdot 0,68 - 53016 \cdot 0,615 + 275 \cdot 0,386 \cdot 2 + 1589 \cdot 0,22 \quad (8.112.)$$

$$M_f = 43567 \text{ Nm} \quad (8.113.)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x \cdot N_{nos}} \leq \sigma_{fdop} \quad (8.114.)$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{15 \cdot 230^2}{6} = 132250 \text{ mm}^3 \quad (8.115.)$$

$$\sigma_f = \frac{43567000}{132250 \cdot 2} = 165 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{fdop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (8.116.)$$

Gdje je:

M_{uklj} – suma momenata oko uklještenja [Nm]

M_f – moment savijanja [Nm]

$G_{kuć}$ – težina kućišta ležajeva [N]

G_{nos} – težina nosača [N]

G_{pog} – težina pogonskog sklopa (pogonski motor, mjenjač i reduktor) [N]

$m_{kuć} = 38,2 \text{ kg}$ [iz modela] – masa kućišta ležajeva (uključuje i masu ležajeva i poklopca) [kg]

$m_{nos} = 28 \text{ kg}$ [iz modela] – masa nosača [kg]

σ_f – savojno naprezanje [N/mm^2]

$\sigma_{fdop} = 180 \text{ N/mm}^2$ [17] – trajno dinamičko dopušteno naprezanje na savijanje [N/mm^2]

W_x – moment otpora oko osi x [mm^3]

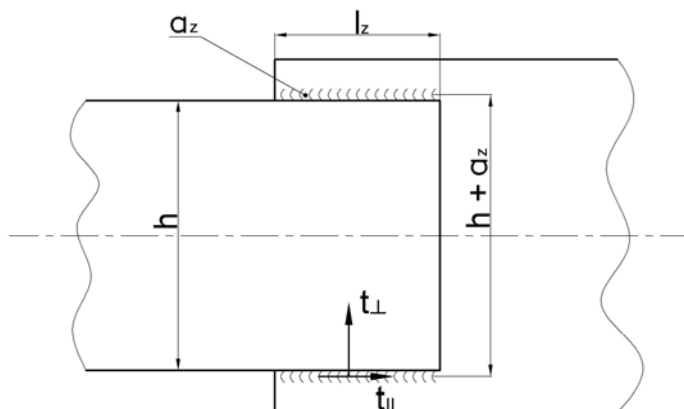
N_{nos} – broj nosača pogonskog sklopa

$b = 15 \text{ mm}$ [Slika 8.9.b] – širina poprečnog presjeka nosača [mm]

$h = 230 \text{ mm}$ [Slika 8.9.b] – visina poprečnog presjeka nosača [mm]

Iz prethodnog proračuna može se zaključiti da ovakav oblik nosača, uz odabrani materijal, zadovoljava uvjete trajne dinamičke čvrstoće.

Provjera zavora u uklještenju nosača



Slika 8.10. Kutni zavar u uklještenju nosača desne hvataljke

Zavar u uklještenju [Slika 8.10.] opterećen je smižno i torzijski prema slici 8.9.a, sa iznosima opterećenja:

$$T_z = \frac{M_f}{N_{nos}} = \frac{43567}{2} = 21784 \text{ Nm} \quad (8.117.)$$

$$F_{sm} = \frac{F_A + G_{kuć} - F_B + G_{nos} \cdot N_{nos} + G_{pog}}{N_{nos}} \quad (8.118.)$$

$$F_{sm} = \frac{102524 + 375 - 53016 + 275 \cdot 2 + 1598}{2} = 26016 \text{ N} \quad (8.119.)$$

Gdje je:

T_z – torzijski moment koji opterećuje zavar [Nm]

F_{sm} – smična sila koja opterećuje zavar [N]

Da bi se odredili uvjeti čvrstoće, potrebno je poznavati maksimalno dopušteno naprezanje zavora. Za materijal zavora S235JR (Č0361) i debljinu zavora 8 mm, dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{zdop} = \beta \cdot \sigma_{dop} \quad (8.120.)$$

$$\beta = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{a_z}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{8}\right) = 0,9 \quad (8.121.)$$

$$\sigma_{zdop} = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (8.122.)$$

Gdje je:

σ_{zdop} – dopušteno naprezanje u zavaru [N/mm²]

$\sigma_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$ [18] – dopušteno naprezanje materijala [N/mm²]

β – faktor funkcije debljine zavora

$a_z = 8 \text{ mm}$ – odabrana debljina zavora

Kako bi zavar zadovoljio uvjete čvrstoće, stvarno (reducirano) naprezanje u zavaru mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \sigma_{zdop} \quad (8.123.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{t_{\perp}}{\sqrt{2}} \quad (8.124.)$$

$$t_{\perp} = \frac{F_{sm}}{2 \cdot (l_z - 2a_z) \cdot a_z} = \frac{26016}{2 \cdot (140 - 2 \cdot 8) \cdot 8} = 13 \text{ N/mm}^2 \quad (8.125.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{13}{\sqrt{2}} = 9,2 \text{ N/mm}^2 \quad (8.126.)$$

$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel} = \frac{T_z}{(h + a_z) \cdot (l_z - 2a_z) \cdot a_z} \quad (8.127.)$$

$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel} = \frac{21784000}{(230+8) \cdot (140-2 \cdot 8) \cdot 8} = 92 \text{ N/mm}^2 \quad (8.128.)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{9,2^2 + 1,8(9,2^2 + 92^2)} = 124 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{zdop}} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (8.129.)$$

Gdje je:

σ_{\perp} – normalno naprezanje okomito na pravi presjek zavora [N/mm²]

τ_{\perp} – tangencijalno naprezanje okomito na dužinu zavora u pravom presjeku zavora [N/mm²]

τ_{\parallel} – tangencijalno naprezanje u smjeru dužine zavora u pravom presjeku zavora [N/mm²]

t_{\perp} – tangencijalno naprezanje okomito na dužinu zavora u ravnini spoja [N/mm²]

t_{\parallel} – tangencijalno naprezanje u smjeru dužine zavora u ravnini spoja [N/mm²]

$l_z = 140 \text{ mm}$ [iz modela] – dužina zavora [mm]

9. PRORAČUN LIJEVE HVATALJKE

9.1. Dimenzioniranje osovine lijeve hvataljke

Osovina lijeve hvataljke dimenzionira se na isti način kao i radno vratilo desne hvataljke uz iznimku što osovina nije opterećena torzijski, već isključivo na savijanje. Savojno opterećenje posljedica je utjecaja težine elemenata ovješanih na osovinu kao i težine same osovine. Iznosi težine kapice G_{kap} [Jednadžba (8.16.)] i težine maksimalnog tereta stroja koja opterećuje osovinu $G_t/2$ [Jednadžba (8.15.)] već su izračunati, dok težina osovine iznosi:

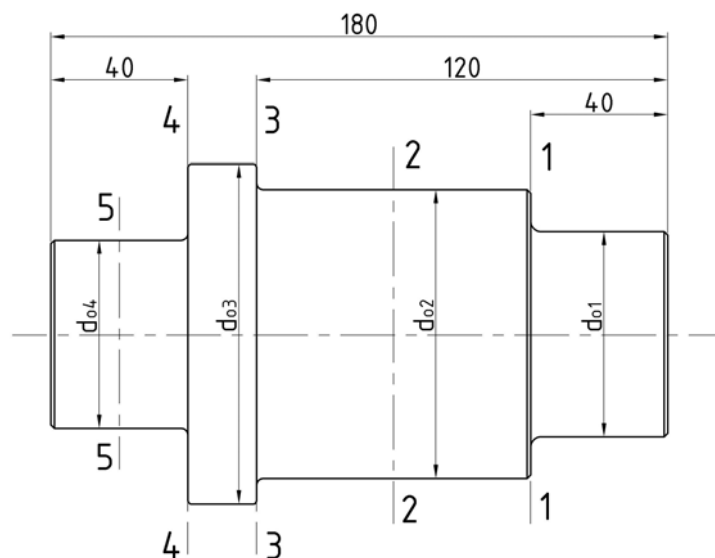
$$G_o = m_o \cdot g = 6,3 \cdot g = 62 \text{ N} \quad (9.1.)$$

Gdje je:

G_o – težina osovine [N]

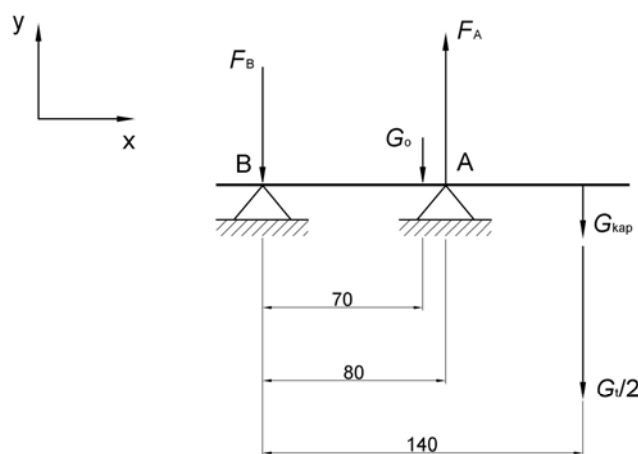
$m_o = 6,3 \text{ kg}$ [iz modela] – masa osovine [kg]

Da bi se odredio iznos opterećenja, osovinu je prethodno potrebno orijentacijski stupnjevati i odrediti duljine pojedinih stupnjeva [Slika 9.1.].



Slika 9.1. Orijentacijsko stupnjevanje osovine i duljine pojedinih stupnjeva

Prema slici 9.1. i prethodno izračunatim vrijednostima težina koje opterećuju osovinu, moguće je napraviti matematički model opterećenja vratila na savijanje [Slika 9.2.].



Slika 9.2. Matematički model opterećenja osovine

Prema slici 9.2. slijedi da su reakcije u osloncima A i B:

$$\Sigma M_B = 0 \quad (9.2.)$$

$$(G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,14 + G_o \cdot 0,07 = F_A \cdot 0,08 \quad (9.3.)$$

$$F_A = \frac{(49050 + 22) \cdot 0,14 + 62 \cdot 0,07}{0,08} \quad (9.4.)$$

$$F_A = 85930 \text{ N} \quad (9.5.)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (9.6.)$$

$$F_B = F_A - (G_t / 2) - G_{kap} - G_o \quad (9.7.)$$

$$F_B = 85930 - 49050 - 22 - 62 \quad (9.8.)$$

$$F_B = 36796 \text{ N} \quad (9.9.)$$

Stupnjevanje radnog vratila

Momenti u pojedinim presjecima [Slika 9.1.] bitnima za stupnjevanje osovine iznose:

$$M_1 = (G_t / 2 + G_{kap}) \cdot 0,02 = (49050 + 22) \cdot 0,02 = 981 \text{ Nm} \quad (9.10.)$$

$$M_2 = (G_t / 2 + G_{\text{kap}}) \cdot 0,06 = (49050 + 22) \cdot 0,06 = 2944 \text{ Nm} \quad (9.11.)$$

$$M_3 = (G_t / 2 + G_{\text{kap}}) \cdot 0,1 - F_A \cdot 0,04 + G_o \cdot 0,03 \quad (9.12.)$$

$$M_3 = (49050 + 22) \cdot 0,1 - 85930 \cdot 0,04 + 62 \cdot 0,03 = 1472 \text{ Nm} \quad (9.13.)$$

$$M_4 = F_B \cdot 0,02 = 36796 \cdot 0,02 = 736 \text{ Nm} \quad (9.14.)$$

Uz odabrani materijal S355JR (Č0561), koji je isti kao i kod radnog vratila desne hvataljke, potrebni promjeri pojedinih stupnjeva osovine [Slika 9.1.] računaju se prema prethodno izračunatim momentima opterećenja:

$$d_{o1} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_1}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 981000}{50}} = 58,1 \text{ mm} \quad (9.15.)$$

$$d_{o2} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_2}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2944000}{50}} = 83,8 \text{ mm} \quad (9.16.)$$

$$d_{o4} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_4}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 736000}{50}} = 52,8 \text{ mm} \quad (9.17.)$$

Odabrani standardni promjeri radnog vratila iznose [Slika 9.1.]:

$$d_{o1} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = 85 \text{ mm}$$

$$d_{o3} = 100 \text{ mm} - \text{odabrano}$$

$$d_{o4} = 55 \text{ mm}$$

Kontrola naprezanja

Kontrola naprezanja vrši se u kritičnim presjecima osovine. Ukoliko su uvjeti čvrstoće u tim presjecima zadovoljeni, podrazumijeva se da zadovoljavaju i u ostalim presjecima osovine.

Potrebni faktori zarezno djelovanja u pojedinim kritičnim presjecima iznose [13]:

$$\beta_{kf1} = 1,36 \quad (9.18.)$$

$$\beta_{kf3} = 1,54 \quad (9.19.)$$

$$\beta_{kf4} = 1,85 \quad (9.20.)$$

Da bi kontrola naprezanja zadovoljila, postojeća sigurnost u kritičnim presjecima mora biti veća od potrebne sigurnosti:

Presjek 1:

$$S_{\text{post1}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kfl}} \cdot \sigma_{\text{fl}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (9.21.)$$

$$\sigma_{\text{fl}} = \frac{M_1}{W_1} \quad (9.22.)$$

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ol}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ mm}^3 \quad (9.23.)$$

$$\sigma_{\text{fl}} = \frac{981000}{21195} = 46,3 \text{ N/mm}^2 \quad (9.24.)$$

$$b_1 = 0,8 \quad (9.25.)$$

$$b_2 = 0,95 \quad (9.26.)$$

$$S_{\text{post1}} = \frac{0,8 \cdot 0,95 \cdot 240}{1,2 \cdot 1,36 \cdot 46,3} = 2,4 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (9.27.)$$

Presjek 3:

$$S_{\text{post3}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kf3}} \cdot \sigma_{\text{f3}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (9.28.)$$

$$\sigma_{\text{f3}} = \frac{M_3}{W_3} \quad (9.29.)$$

$$W_3 = \frac{\pi \cdot d_{\text{o2}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} = 60261 \text{ mm}^3 \quad (9.30.)$$

$$\sigma_{\text{fl}} = \frac{1472000}{60261} = 24,4 \text{ N/mm}^2 \quad (9.31.)$$

$$b_1 = 0,78 \quad (9.32.)$$

$$b_2 = 0,95 \quad (9.33.)$$

$$S_{\text{post1}} = \frac{0,78 \cdot 0,95 \cdot 240}{1,2 \cdot 1,54 \cdot 24,4} = 3,9 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (9.34.)$$

Presjek 4:

$$S_{\text{post4}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kf4}} \cdot \sigma_{\text{f4}}} \geq S_{\text{potr}} \quad (9.35.)$$

$$\sigma_{\text{f4}} = \frac{M_4}{W_4} \quad (9.36.)$$

$$W_4 = \frac{\pi \cdot d_{\text{o4}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16326 \text{ mm}^3 \quad (9.37.)$$

$$\sigma_{\text{f4}} = \frac{736000}{16326} = 45 \text{ N/mm}^2 \quad (9.38.)$$

$$b_1 = 0,8125 \quad (9.39.)$$

$$b_2 = 0,95 \quad (9.40.)$$

$$S_{\text{post4}} = \frac{0,8125 \cdot 0,95 \cdot 240}{1,2 \cdot 1,85 \cdot 45} = 1,9 > S_{\text{potr}} = 1,8 \quad (9.41.)$$

Budući da je postojeća sigurnost u svim kritičnim presjecima veća od potrebne, ovakva izvedba osovine zadovoljava uvjete čvrstoće te se odabire kao osovina lijeve hvataljke stroja za namatanje kabela.

9.2. Odabir ležajeva za uležištenje osovine

Prema reakcijama u osloncima A i B, silama F_A i F_B [Slika 9.2.], te prema promjerima naslona ležaja osovine dv_2 i dv_4 [Slika 9.1.], potrebno je odabrati odgovarajuće ležajeve. Ležajevi se odabiru na temelju proračuna dinamičke moći nošenja.

Oslonac A:

$$C_{1A} = \frac{f_g \cdot f_L}{f_n} \cdot F_A \quad (9.42.)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{12500}{500}} = 2,92 \quad (9.43.)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,33}{n_{\text{vmax}}}} = \sqrt[3]{\frac{33,33}{140}} = 0,62 \quad (9.44.)$$

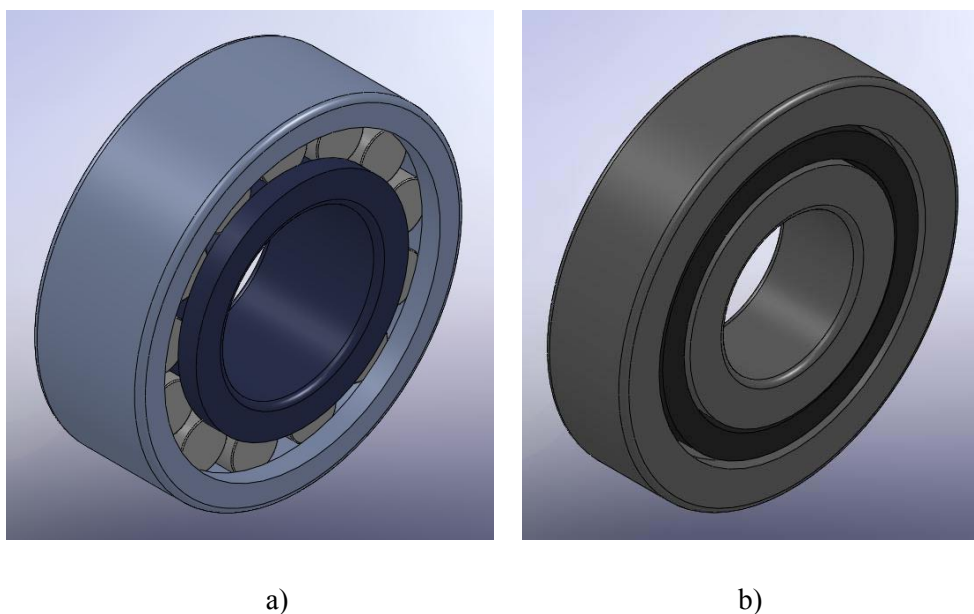
$$C_{1A} = \frac{1 \cdot 2,92}{0,62} \cdot 85930 = 404702 \text{ N} \quad (9.45.)$$

Oslonac B:

$$C_{1B} = \frac{f_g \cdot f_L}{f_n} \cdot F_B \quad (9.46.)$$

$$C_{1B} = \frac{1 \cdot 2,92}{0,62} \cdot 36796 = 173297 \text{ N} \quad (9.47.)$$

Prema provedenom proračunu dinamičke moći nošenja ležajeva, odabran je ležaj oznake NJ2317-E-TVP2 za oslonac A [Slika 9.3.a], te ležaj oznake NJ411-M1 za oslonac B [Slika 9.3.b]. Oba ležaja proizvodi su njemačke tvrtke *FAG* sa karakteristikama prikazanima u tablici 9.1.

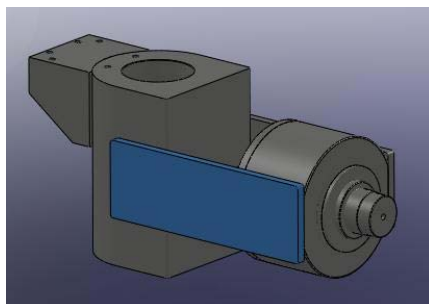


Slika 9.3. Modeli ležaja osovine; a) NJ2317-E-TVP2; b) NJ411-M1

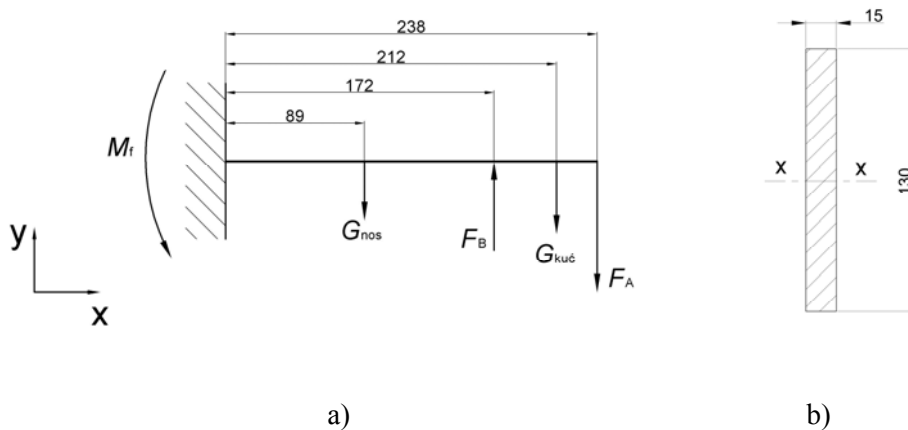
Tablica 9.1. Karakteristike ležajeva na osloncima osovine [14]

Oznaka ležaja	NJ2317-E-TVP2	NJ411-M1
Unutarnji promjer d_i [mm]	85	55
Vanjski promjer D_i [mm]	180	140
Širina B_i [mm]	60	33
Masa m_i [kg]	6,85	2,88
Dopušteno dinamičko opterećenje C_r [N]	435000	187000
Dopušteno statičko opterećenje C_{0r} [N]	445000	164000
Maksimalan dopušteni broj okretaja n_i [°/min]	4550	8200

9.3. Dimenzioniranje i učvršćenje nosača lijeve hvataljke



Slika 9.4. Model nosača lijeve hvataljke (označen plavom bojom)



Slika 9.5. a) Matematički model opterećenja nosača; b) Poprečni presjek nosača

Nosač lijeve hvataljke [Slika 9.4.] opterećen je momentom savijanja, kao što je prikazano na slici 9.5.a. Provjera da li nosač zadovoljava uvjete čvrstoće, uz odabrani materijal nosača S235JR (Č0361), obavlja se za najkritičniji presjek koji se, u ovom slučaju, nalazi kod uklještenja nosača:

$$\Sigma M_{uklj} = 0 \quad (9.48.)$$

$$M_f = F_A \cdot 0,238 + G_{kuć} \cdot 0,212 - F_B \cdot 0,172 + G_{nos} \cdot N_{nos} \cdot 0,089 \quad (9.49.)$$

$$G_{nos} = m_{nos} \cdot g = 5,8 \cdot g = 57 \text{ N} \quad (9.50.)$$

$$G_{kuć} = m_{kuć} \cdot g = 33,2 \cdot g = 326 \text{ N} \quad (9.51.)$$

$$M_f = 85930 \cdot 0,238 + 326 \cdot 0,212 - 36796 \cdot 0,172 + 57 \cdot 2 \cdot 0,089 \quad (9.52.)$$

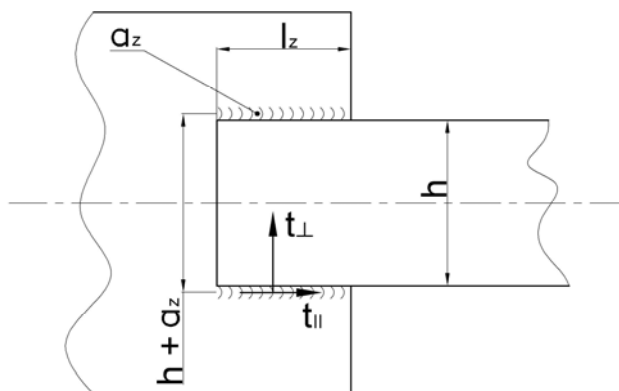
$$M_f = 14209 \text{ Nm} \quad (9.53.)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x \cdot N_{nos}} \leq \sigma_{fdop} \quad (9.54.)$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{15 \cdot 130^2}{6} = 42250 \text{ mm}^3 \quad (9.55.)$$

$$\sigma_f = \frac{14209000}{42250 \cdot 2} = 168 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{fdop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (9.56.)$$

Provjera zavora u uklještenju nosača



Slika 9.6. Kutni zavar u uklještenju nosača lijeve hvataljke

Zavar u uklještenju [Slika 9.6.] opterećen je smično i torzijski prema slici 9.5.a, sa iznosima opterećenja:

$$T_z = \frac{M_f}{N_{nos}} = \frac{14209}{2} = 7105 \text{ Nm} \quad (9.57.)$$

$$F_{sm} = \frac{F_A + G_{kuć} - F_B + G_{nos} \cdot N_{nos}}{N_{nos}} \quad (9.58.)$$

$$F_{sm} = \frac{85930 + 326 - 36796 + 57 \cdot 2}{2} = 24787 \text{ N} \quad (9.59.)$$

Za materijal zavora S235JR (Č0361) i debljinu zavora 6 mm, dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{zdop} = \beta \cdot \sigma_{dop} \quad (9.60.)$$

$$\beta = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{a_z}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{6}\right) = 0,93 \quad (9.61.)$$

$$\sigma_{zdop} = 0,93 \cdot 160 = 149 \text{ N/mm}^2 \quad (9.62.)$$

Kako bi zavar zadovoljio uvjete čvrstoće, stvarno (reducirano) naprezanje u zavaru mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \sigma_{zdop} \quad (9.63.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{t_{\perp}}{\sqrt{2}} \quad (9.64.)$$

$$t_{\perp} = \frac{F_{sm}}{2 \cdot (l_z - 2a_z) \cdot a_z} = \frac{24787}{2 \cdot (105 - 2 \cdot 6) \cdot 6} = 23 \text{ N/mm}^2 \quad (9.65.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{23}{\sqrt{2}} = 16 \text{ N/mm}^2 \quad (9.66.)$$

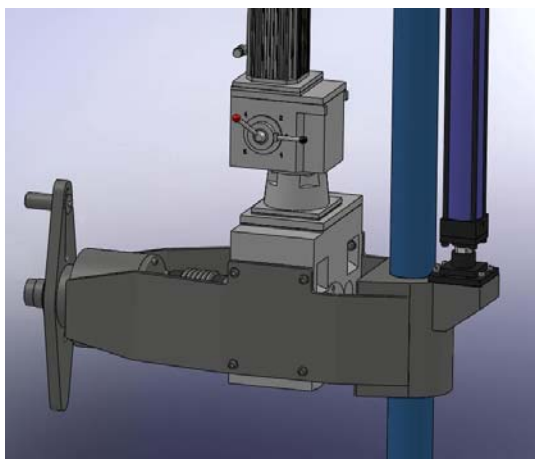
$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel} = \frac{T_z}{(h + a_z) \cdot (l_z - 2a_z) \cdot a_z} \quad (9.67.)$$

$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel} = \frac{7105000}{(130 + 6) \cdot (105 - 2 \cdot 6) \cdot 6} = 94 \text{ N/mm}^2 \quad (9.68.)$$

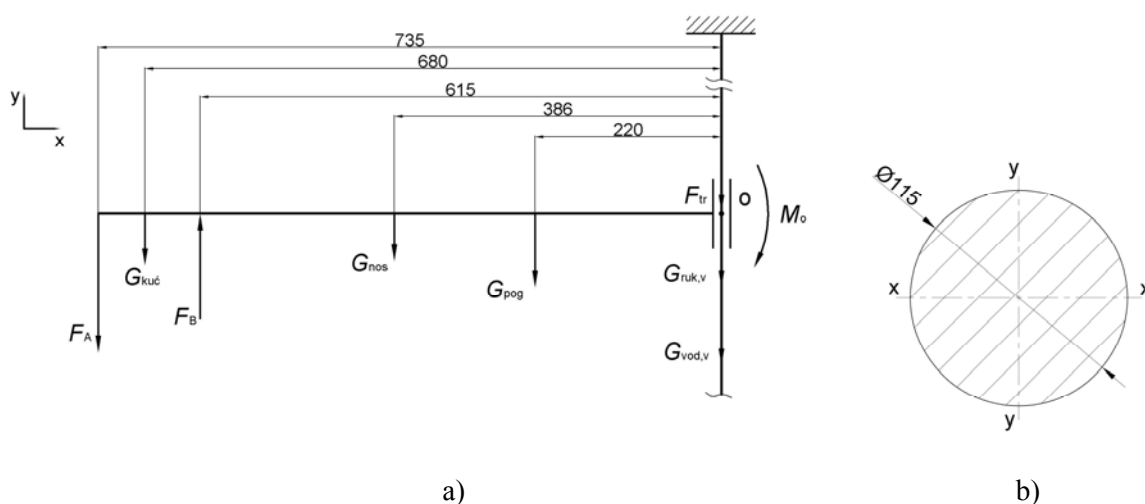
$$\sigma_{red} = \sqrt{16^2 + 1,8(16^2 + 94^2)} = 129 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zdop} = 149 \text{ N/mm}^2 \quad (9.69.)$$

10. PRORAČUN SUSTAVA ZA VERTIKALNI POMAK HVATALJKI

10.1. Dimenzioniranje i učvršćenje vertikalne vodilice



Slika 10.1. Model vertikalne vodilice (označen plavom bojom)



Slika 10.2. a) Matematički model opterećenja vodilice; b) Poprečni presjek vodilice

Vodilica za vertikalni pomak [Slika 10.1.] opterećena je momentom savijanja, te vlačno, težinama ovješanima na vodilicu zajedno sa silom trenja između rukavca i vodilice prilikom podizanja desne hvataljke [Slika 10.2.a]. Za odabrani materijal vodilice S355JR (Č0561), te uz odabrani poprečni presjek [Slika 10.2.b], potrebno je provjeriti jesu li zadovoljeni uvjeti čvrstoće.

Savojno opterećenje vodilice:

Usporedbom matematičkih modela opterećenja vodilice i nosača desne hvataljke [Slika 10.2.a i Slika 8.9.a], može se uočiti da je savojno opterećenje vodilice M_o jednako savojnom opterećenju nosača desne hvataljke M_f [Jednadžba (8.113.)].

$$M_o = M_f = 43567 \text{ Nm} \quad (10.1.)$$

Gdje je:

M_o – moment oko točke O [Nm]

Savojno naprezanje, koje mora biti manje od dopuštenog, je, prema tome:

$$\sigma_f = \frac{M_o}{W_y} \leq \sigma_{fdop} \quad (10.2.)$$

$$W_y = \frac{\pi \cdot d_{vod,v}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 115^3}{32} = 149236 \text{ mm}^3 \quad (10.3.)$$

$$\sigma_f = \frac{43567000}{149236} = 292 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{fdop} = 300 \text{ N/mm}^2 \quad (10.4.)$$

Vlačno opterećenje vodilice:

Prema slici 10.2.a, vlačno opterećenje vodilice iznosi:

$$F_{vl} = F_A + G_{kuć} - F_B + G_{nos} \cdot N_{nos} + G_{pog} + F_{tr} + G_{ruk,v} + G_{vod,v} \quad (10.5.)$$

$$G_{ruk,v} = m_{ruk,v} \cdot g = 78 \cdot g = 765 \text{ N} \quad (10.6.)$$

$$G_{vod,v} = m_{vod,v} \cdot g = 210,5 \cdot g = 2065 \text{ N} \quad (10.7.)$$

$$F_{vl} = 102524 + 375 - 53016 + 275 \cdot 2 + 1598 + 14522 + 765 + 2065 \quad (10.8.)$$

$$F_{vl} = 69383 \text{ N} \quad (10.9.)$$

Gdje je:

F_{vl} – vlačna sila koja opterećuje vodilicu [N]

$G_{ruk,v}$ – težina rukavca na vertikalnoj vodilici [N]

$G_{vod,v}$ – težina vertikalne vodilice [N]

$m_{\text{ruk,v}} = 78 \text{ kg}$ [iz modela] – masa rukavca na vertikalnoj vodilici [kg]

$m_{\text{vod,v}} = 210,5 \text{ kg}$ [iz modela] – masa vertikalne vodilice [kg]

$F_{\text{tr}} = 14522 \text{ N}$ [Jednadžba (10.34.)] – sila trenja između vodilice i rukavca [N]

Vlačno naprezanje, koje mora biti manje od dopuštenog, je, prema tome:

$$\sigma_{\text{vl}} = \frac{F_{\text{vl}}}{A_{\text{vod,v}}} \leq \sigma_{\text{vldop}} \quad (10.10.)$$

$$A_{\text{vod,v}} = \frac{d_{\text{vod,v}}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{115^2 \cdot \pi}{4} = 10382 \text{ mm}^2 \quad (10.11.)$$

$$\sigma_{\text{vl}} = \frac{69383}{10382} = 6,7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{vldop}} = 130 \text{ N/mm}^2 \quad (10.12.)$$

Gdje je:

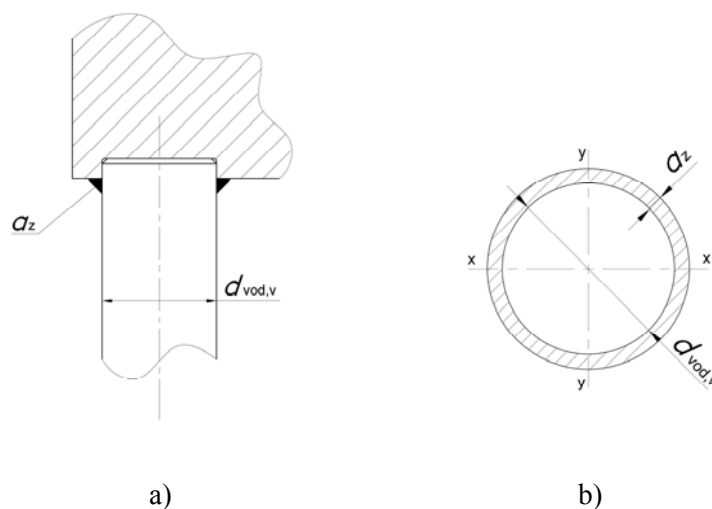
σ_{vl} – vlačno naprezanje u vodilici [N/mm^2]

$\sigma_{\text{vldop}} = 130 \text{ N/mm}^2$ [17] – dopušteno vlačno naprezanje materijala [N/mm^2]

$A_{\text{vod,v}}$ – površina poprečnog presjeka vertikalne vodilice [mm^2]

$d_{\text{vod,v}} = 115 \text{ mm}$ [Slika 10.2.b] – promjer poprečnog presjeka vertikalne vodilice [mm]

Provjera zavora u uklještenju vodilice



Slika 10.3. a) Kutni zavar u uklještenju vertikalne vodilice; b) Poprečni presjek zavora

Zavar u uklještenju [Slika 11.9.a] opterećen je savojno i vlačno opterećenjima prikazanima na slici 10.2.a. Dakle, opterećenja zavora jednaka su prethodno izračunatim vlačnim F_{vl} i savojnim M_o opterećenjem vertikalne vodilice.

Za materijal zavora S355JR (Č0561) i debljinu zavora 20 mm, dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{zdop} = \beta \cdot \sigma_{dop} \quad (10.13.)$$

$$\beta = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{a_z}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{20}\right) = 0,84 \quad (10.14.)$$

$$\sigma_{zdop} = 0,84 \cdot 265 = 223 \text{ N/mm}^2 \quad (10.15.)$$

Vlačno naprezanje:

$$n_{vl} = \frac{F_{vl}}{A_{zav}} \quad (10.16.)$$

$$A_{zav} = \frac{(d_{vod,v} + 2 \cdot a_z)^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_{vod,v}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{(115 + 2 \cdot 20)^2 \cdot \pi}{4} - \frac{115^2 \cdot \pi}{4} \quad (10.17.)$$

$$A_{zav} = 8478 \text{ mm}^2 \quad (10.18.)$$

$$n_{vl} = \frac{69383}{8478} = 8,2 \text{ N/mm}^2 \quad (10.19.)$$

Savojno naprezanje:

$$n_f = \frac{M_o}{W_y} \quad (10.20.)$$

$$W_y = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_{vod,v} + 2 \cdot a_z)^4 - d_{vod,v}^4}{(d_{vod,v} + 2 \cdot a_z)} \quad (10.21.)$$

$$W_y = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(115 + 2 \cdot 20)^4 - 115^4}{(115 + 2 \cdot 20)} = 254682 \text{ mm}^3 \quad (10.22.)$$

$$n_f = \frac{43567000}{254682} = 171 \text{ N/mm}^2 \quad (10.23.)$$

Kako bi zavar zadovoljio uvjete čvrstoće, stvarno (reducirano) naprezanje u zavaru mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \sigma_{\text{zdop}} \quad (10.24.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{n_{\text{uk}}}{\sqrt{2}} \quad (10.25.)$$

$$n_{\text{uk}} = n_{\text{vl}} + n_{\text{f}} = 8,2 + 171 = 179,2 \text{ N/mm}^2 \quad (10.26.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{179,2}{\sqrt{2}} = 126,7 \text{ N/mm}^2 \quad (10.27.)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{126,7^2 + 1,8(126,7^2 + 0)} = 212 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{zdop}} = 223 \text{ N/mm}^2 \quad (10.28.)$$

Gdje je:

A_{zav} – površina poprečnog presjeka zavora [mm²]

n_{vl} – vlačno naprezanje u smjeru normale, okomito na ravninu spoja zavora [N/mm²]

n_{f} – savojno naprezanje u smjeru normale, okomito na ravninu spoja zavora [N/mm²]

10.2. Odabir hidrauličkih cilindara za vertikalni pomak hvataljki

Hidraulički cilindar za vertikalni pomak hvataljki (podizanje bubnja) odabire se na temelju potrebne sile na klipnjači cilindra i potrebnog hoda klipa. Za vertikalni pomak hvataljki koriste se dva hidraulička cilindra, kako je prikazano u odabranom konceptu [Slika 7.2.], a proračun za odabir obavlja se na temelju jače opterećenog cilindra (hidraulički cilindar za vertikalni pomak desne hvataljke).

Potreban hod klipa odabire se na temelju razlike između promjera priрубnice najvećeg i najmanjeg bubnja za koji je stroj namjenjen, te maksimalne visine podizanja najvećeg bubnja:

$$H_c = \frac{D_{\text{bvmax}}}{2} - \frac{D_{\text{bvmin}}}{2} + h_{\text{bmax}} \quad (10.29.)$$

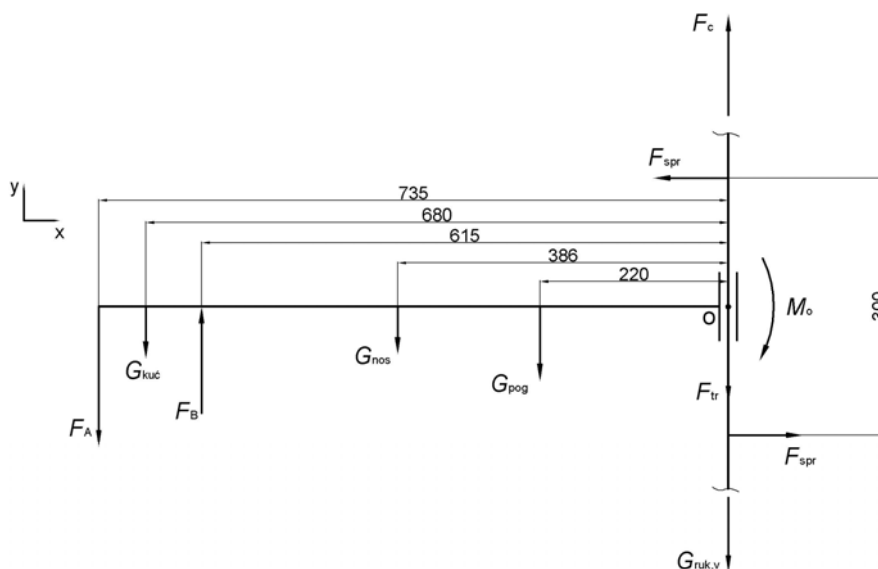
$$H_c = \frac{2}{2} - \frac{0,6}{2} + 0,3 = 1 \text{ m} \quad (10.30.)$$

Gdje je:

H_c – hod klipa hidrauličkog cilindra [m]

$h_{\text{bmax}} = 0,3 \text{ m}$ [odabrano] – maksimalna visina podizanja najvećeg bubnja (D_{bvmax}) [m]

Nakon odabranog hoda klipa hidrauličkog cilindra, potrebno je izračunati potrebnu silu na klipnjači cilindra. Iznos te sile mora biti dovoljan da bi se podigao maksimalno dopušteni teret na stroju, kao i svi elementi stroja koji se pritom podižu.



Slika 10.4. Matematički model za proračun potrebne sile na klipnjači cilindra

Promotri li se matematički model za proračun potrebne sile na klipnjači cilindra [Slika 10.4.], može se zaključiti da sila na klipnjači cilindra mora, osim težine tereta i pojedinih elemenata stroja, savladati i silu trenja F_{tr} koja se javlja kao posljedica klizanja rukavca po vertikalnoj vodilici. Da bi se sila trenja mogla izračunati, prethodno izračunati moment opterećenja M_o [Jednadžba (10.1.)] potrebno je zamjeniti spregom sila F_{spr} sa krakom sprega 300 mm (visina vertikalnog rukavca):

$$F_c = F_A + G_{kuć} - F_B + G_{nos} \cdot N_{nos} + G_{pog} + G_{ruk,v} + F_{tr} \quad (10.31.)$$

$$F_{tr} = 2 \cdot F_{spr} \cdot \mu \quad (10.32.)$$

$$F_{spr} = \frac{M_o}{0,3} = \frac{43567}{0,3} = 145223 \text{ N} \quad (10.33.)$$

$$F_{tr} = 2 \cdot 145223 \cdot 0,05 = 14522 \text{ N} \quad (10.34.)$$

$$F_c = 102524 + 375 - 53016 + 275 \cdot 2 + 1598 + 765 + 14522 \quad (10.35.)$$

$$F_c = 67318 \text{ N} \quad (10.36.)$$

Gdje je:

F_c – potrebna sila na klipnjači cilindra [N]

F_{tr} – sila trenja između rukavca i vertikalne vodilice [N]

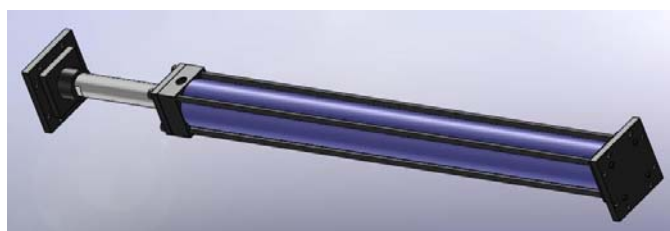
F_{spr} – sila sprega [N]

$\mu = 0,05$ [19] - koeficijent trenja za čelik – čelik uz podmazivanje

Prema provedenom proračunu za potrebnu silu na klipnjači cilindra i hodu klipa, za vertikalni pomak lijeve i desne hvataljke odabiru se dva hidraulička cilindra oznake CDT4 [Slika 10.5.] američke tvrtke *Rexroth Bosch* sa karakteristikama prikazanima u tablici 10.1.

Tablica 10.1. Karakteristike hidrauličkog cilindra CDT4 [20]

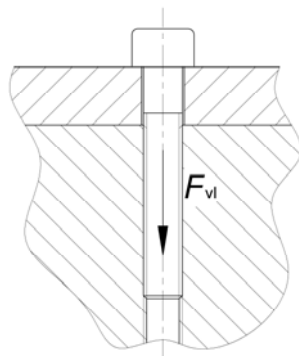
Promjer cilindra D_c [mm]	82,5
Promjer klipnjače d_{kl} [mm]	44,5
Hod klipa H_c [mm]	1000
Masa m_c [kg]	45,8
Radni tlak p_c [bar]	210
Maksimalni tlak p_{cmax} [bar]	345
Radna temperatura ulja ϑ_c [°C]	-20 ... 80
Maksimalna brzina klipa v_{cmax} [m/s]	0,5
Brzina klipa pri maksimalnom opterećenju v_c [m/s]	0,1
Maksimalna sila na klipnjači pri izvlačenju $F_{c,imax}$ [kN]	95
Maksimalna sila na klipnjači pri uvlačenju $F_{c,umax}$ [kN]	78



Slika 10.5. Model hidrauličkog cilindra oznake CDT4

10.3. Kontrola veze cilindra sa konstrukcijom stroja

Hidraulički cilindar za podizanje hvataljke povezan je sa konstrukcijom stroja preko 8 vijaka. Ti vijci opterećeni su vlačno [Slika 10.6.] silom na klipnjači cilindra, kao i težinom samoga cilindra. Za odabrane vijke M10, kvalitete 4.8, vlačno naprezanje iznosi:



Slika 10.6. Vlačno opterećenje vijka za vezu cilindra sa konstrukcijom

$$\sigma_{vl} = \frac{F_{vl}}{A_v} \leq \sigma_{vldop} \quad (10.37.)$$

$$F_{vl} = \frac{F_c + G_c}{N_v} \quad (10.38.)$$

$$G_c = m_c \cdot g = 45,8 \cdot g = 449 \text{ N} \quad (10.39.)$$

$$F_{vl} = \frac{67318 + 449}{8} = 8471 \text{ N} \quad (10.40.)$$

$$\sigma_{vldop} = 0,65 \cdot R_e = 0,65 \cdot 320 = 208 \text{ N/mm}^2 \quad (10.41.)$$

$$\sigma_{vl} = \frac{8471}{52,3} = 162 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{vldop} = 208 \text{ N/mm}^2 \quad (10.42.)$$

Gdje je:

$A_v = 52,3 \text{ mm}^2$ [18] – površina presjeka vijka preko kojega se prenosi naprezanje [mm^2]

G_c – težina cilindra [N]

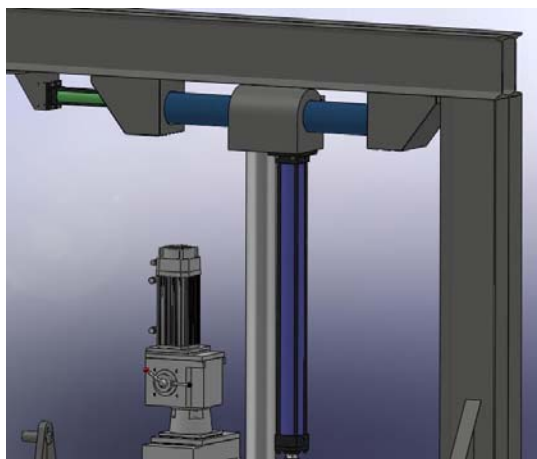
N_v – broj vijaka

$m_c = 45,8 \text{ kg}$ [Tablica 10.1.] – masa cilindra [kg]

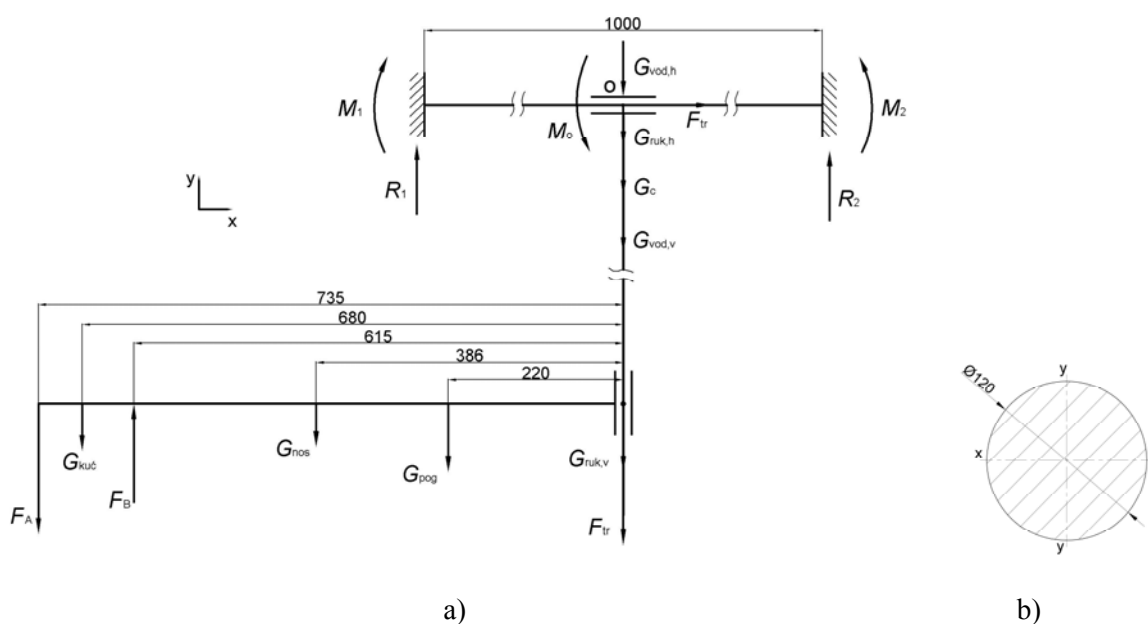
$R_e = 320 \text{ N/mm}^2$ [18] – granica tečenja materijala vijka [N/mm^2]

11. PRORAČUN SUSTAVA ZA HORIZONTALNI POMAK HVATALJKI

11.1. Dimenzioniranje horizontalne vodilice



Slika 11.1. Model horizontalne vodilice (označen plavom bojom)



Slika 11.2. a) Matematički model opterećenja vodilice; b) Poprečni presjek vodilice

Vodilica za horizontalni pomak [Slika 11.1.] opterećena je momentom savijanja kojega rade težine ovješene na nosač desne hvataljke [Slika 8.8.], kao i težinama ovješanima izravno na vodilicu [Slika 11.2.a]. Vodilica je također opterećena i vlačno, silom trenja između horizontalnog rukavca i vodilice prilikom horizontalnog pomicanja desne hvataljke.

Ako se promotri matematički model horizontalne vodilice, može se uočiti da je vodilica učvršćena uklještenjima na oba kraja. Takvo učvršćenje za posljedicu ima statički neodređen sustav koji je potrebno proračunavati na drugačiji način nego li je to slučaj sa statički određenim sustavima. Postoje dvije metode računanja takvih sustava, metoda sila i metoda pomaka, no kako se radi o nešto kompliciranijem proračunu, u ovom slučaju, za rješavanje ovog problema, korišten je softver *MITcalculator*.

Za početak je potrebno odrediti duljinu vodilice te definirati pojedina opterećenja, gdje se uzima najnepovoljniji slučaj u kojemu opterećenja leže na polovici duljine vodilice, odnosno na kraku 500 mm [Slika 11.3.]:

$$G_{ruk,h} = m_{ruk,h} \cdot g = 81,6 \cdot g = 801 \text{ N} \quad (11.1.)$$

$$G_{vod,h} = m_{vod,h} \cdot g = 88,1 \cdot g = 864 \text{ N} \quad (11.2.)$$

The screenshot shows the 'Input section' of the MITcalculator software. It includes a diagram of a beam with fixed ends at 0 and 1000 mm, with a coordinate axis from -200 to 1200 mm. Below the diagram, various input fields are visible, including 'Beam type, dimensions and loading' and 'Beam loading'.

1.0 Beam type, dimensions and loading

- 1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)
- 1.2 Left beam end: C...Fixing
- 1.3 Number of supports between: 0
- 1.4 Right beam end: C...Fixing
- 1.5 Beam field no.: L1
- 1.6 Length of beam field L: 1000,0 [mm]
- 1.7 Continuous loading Q: 0,000 [N/mm]
- 1.8 Field beginning co-ordinates [mm]

1.9 Beam loading

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Force F1 / Moment M1	0,0	0,0	500,0	-43567,0
Force F2 / Moment M2	500,0	765,0	0,0	0,0
Force F3 / Moment M3	500,0	1825,0	0,0	0,0
Force F4 / Moment M4	500,0	449,0	0,0	0,0
Force F5 / Moment M5	500,0	801,0	0,0	0,0
Force F6 / Moment M6	500,0	864,0	0,0	0,0
Force F7 / Moment M7	500,0	102524,0	0,0	0,0
Force F8 / Moment M8	500,0	375,0	0,0	0,0
Force F9 / Moment M9	500,0	-53016,0	0,0	0,0
Force F10 / Moment M10	500,0	550,0	0,0	0,0
Force F11 / Moment M11	500,0	1598,0	0,0	0,0
Force F12 / Moment M12	500,0	14522,0	0,0	0,0

Additional options on the right:

- 1,10 Dead weight load: Yes
- 1,11 Other input field for force: []

Slika 11.3. *MITcalculator* – unos podataka o opterećenju vodilice

Unesene sile i momenti koji opterećuju vodilicu predstavljaju prethodno izračunate vrijednosti prikazane na slici 11.2.a.

Gdje je:

$G_{ruk,h}$ – težina horizontalnog rukavca [N]

$G_{vod,h}$ – težina horizontalne vodilice [N]

$m_{ruk,h} = 81,6$ kg [iz modela] – masa horizontalnog rukavca [kg]

$m_{vod,h} = 88,1$ kg [iz modela] – masa horizontalne vodilice [kg]

Nakon unosa opterećenja, potrebno je definirati poprečni presjek vodilice, te odabrati materijal od kojega je vodilica načinjena [Slika 11.4.]:

The screenshot shows the 'Input section' of the MITcalculator software. It is divided into two main parts: '1.0 Beam type, dimensions and loading' and '2.0 Static values of the profile and material values of the beam'. Under '2.0', there is a sub-section '2.1 Beam profile' and '2.9 Beam material'.

2.1 Beam profile:

- 2.2 Profile type: 08...Circle (Calculated)
- 2.3 Profile dimensions: Empty table
- 2.4 User properties of the profile: No
- 2.5 Number of beams abreast: 1
- 2.6 Area: A = 11309,73355 [mm²]
- 2.7 Quadratic moment to the axis: Ix = 10178760,2 [mm⁴]
- 2.8 Cross-section bending modulu: Sx = 169646,0033 [mm³]

A diagram of a circular cross-section is shown with diameter ϕD and a coordinate system (X, Y).

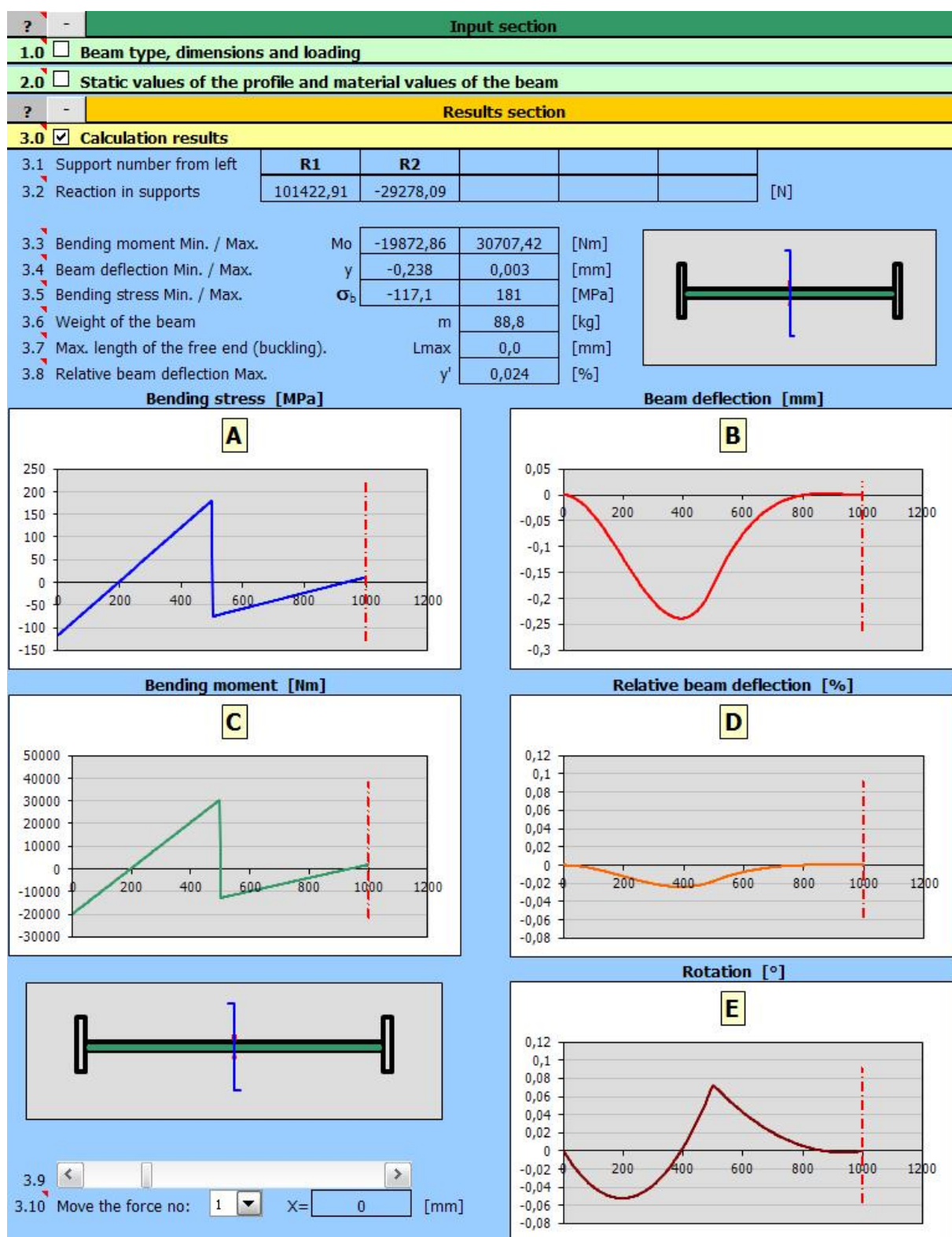
2.9 Beam material:

- 2.10 List of materials: Structural steel EC 3, EN 10025; Fe 510 (210000)
- 2.11 Density: $\gamma = 7850,0$ [kg/m³]
- 2.12 Modulus of elasticity in tension: $E = 210000$ [MPa]
- 2.13 Permissible bending stress: $\sigma_b = 213$ [MPa]

Slika 11.4. MITcalculator – unos podataka o profilu i materijalu vodilice

Odabrani materijal odgovara materijalu S275JR (Č0461) sa dopuštenim dinamičkim naprežanjem na savijanje $\sigma_{fdop} = 213$ N/mm² (označeno sa σ_b na slici).

Nakon unosa podataka, softver proračunava zadani problem, te izbacuje rezultate proračuna [Slika 11.5.]. Iz slike se može iščitati da je najveći moment savijanja koji opterećuje vodilicu, po apsolutnom iznosu jednak $|M_f| = 30707$ Nm (označen sa M_o na slici), dok najveće savojno opterećenje iznosi $|\sigma_f| = 181$ N/mm² (označeno sa σ_b na slici). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprežanja može se zaključiti da ovakva izvedba horizontalne vodilice zadovoljava uvjete čvrstoće.



Slika 11.5. *MITcalculator* – rezultati proračuna horizontalne vodilice

Isto tako, iz rezultata [Slika 11.5.] se mogu iščitati i reakcije u uklještenjima [Slika 11.2.a]: $R_1 = 101423 \text{ N}$, $R_2 = -29278 \text{ N}$, $M_1 = -19873 \text{ Nm}$ i $M_2 = 1911 \text{ Nm}$.

Iako je, kao što je već navedeno, vodilica opterećena i vlačnom silom (silom trenja između horizontalnog rukavca i vodilice prilikom horizontalnog pomicanja desne hvataljke), to opterećenje je vrlo malo u odnosu na savijanje, pa je samim time i zanemarivo, te ga nije potrebno dodatno provjeravati.

11.2. Odabir hidrauličkih cilindara za horizontalni pomak hvataljki

Kao što je to bio slučaj sa cilindrima za vertikalni pomak hvataljke (podizanje bubnja), tako se i hidraulički cilindri za horizontalni pomak hvataljke (zahvat bubnja) odabiru na temelju potrebne sile na klipnjači cilindra, te potrebnog hoda klipa. Za horizontalni pomak hvataljki koriste se dva hidraulička cilindra kako je prikazano u odabranom konceptu [Slika 7.2.], a proračun za odabir obavlja se na temelju jače opterećenog cilindra (hidraulički cilindar za horizontalni pomak desne hvataljke).

Potreban hod klipa odabire se na temelju razlike između širine najvećeg i najmanjeg bubnja za koji je stroj namijenjen, te dodatne širine potrebne za manevriranje bubnjem pri njegovom pozicioniranju:

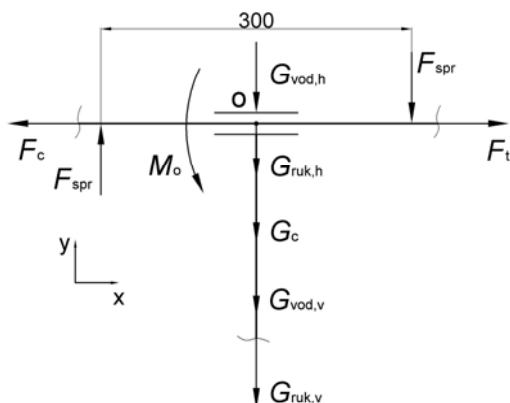
$$H_c = \frac{B_{\text{bmax}}}{2} - \frac{B_{\text{bmin}}}{2} + b_{\text{man}} \quad (11.3.)$$

$$H_c = \frac{1,2}{2} - \frac{0,47}{2} + 0,235 = 0,6 \text{ m} \quad (11.4.)$$

Gdje je:

$b_{\text{man}} = 0,235 \text{ m}$ [odabrano] – širina potrebna za manevriranje bubnjem pri pozicioniranju [m]

Iako prvenstveno služe za zahvat bubnja (stroj još nije opterećen težinom tereta), hidraulički cilindri za horizontalni pomak hvataljki služe i za horizontalni pomak bubnja, ako je to potrebno, i nakon njegovog podizanja. Drugim riječima, hidrauličke cilindre za horizontalni pomak potrebno je odabrati na temelju opterećenja stroja u slučaju kada je on opterećen maksimalnim teretom. Uzevši to u obzir, matematički model za izračunavanje sile na klipnjači cilindra prikazan je na slici 11.6.



Slika 11.6. Matematički model za proračun potrebne sile na klipnjači cilindra

Kako bi se izračunala sila trenja između horizontalnog rukavca i horizontalne vodilice koju cilindar mora svladati, potrebno je moment savijanja M_o [Jednadžba (10.1.)] zamijeniti spregom sila F_{spr} sa krakom sprega 300 mm (širina horizontalnog rukavca):

$$F_c = F_{tr} \quad (11.5.)$$

$$F_{tr} = (G_{vod,h} + G_{ruk,h} + G_c + G_{vod,v} + G_{ruk,v} + 2 \cdot F_{spr}) \cdot \mu \quad (11.6.)$$

$$F_{spr} = \frac{M_o}{0,3} = \frac{43567}{0,3} = 145223 \text{ N} \quad (11.7.)$$

$$F_{tr} = (864 + 801 + 449 + 1825 + 765 + 2 \cdot 145223) \cdot 0,05 = 14758 \text{ N} \quad (11.8.)$$

$$F_c = 14758 \text{ N} \quad (11.9.)$$

Prema provedenom proračunu za potrebnu silu na klipnjači cilindra i hodu klipa, za horizontalni pomak lijeve i desne hvataljke odabiru se dva hidraulička cilindra oznake CGT4 [Slika 11.7.] američke tvrtke *Rexroth Bosch* sa karakteristikama prikazanima u tablici 11.1.

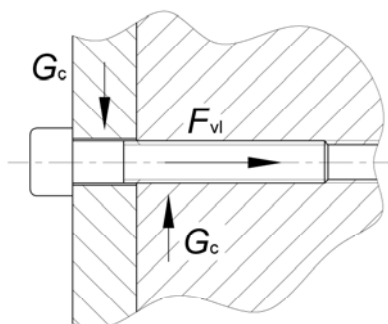
Tablica 11.1. Karakteristike hidrauličkog cilindra CGT4 [20]

Promjer cilindra D_c [mm]	51
Promjer klipnjače d_{kl} [mm]	35
Hod klipa H_c [mm]	600
Masa m_c [kg]	12,2
Radni tlak p_c [bar]	210
Maksimalni tlak p_{cmax} [bar]	345
Radna temperatura ulja ϑ_c [°C]	-20 ... 80
Maksimalna brzina klipa v_{cmax} [m/s]	0,5
Brzina klipa pri maksimalnom opterećenju v_c [m/s]	0,1
Maksimalna sila na klipnjači pri izvlačenju $F_{c,imax}$ [kN]	31
Maksimalna sila na klipnjači pri uvlačenju $F_{c,umax}$ [kN]	22



Slika 11.7. Model hidrauličkog cilindra oznake CGT4

11.3. Kontrola veze cilindra sa konstrukcijom stroja



Slika 11.8. Opterećenje vijka za vezu cilindra s konstrukcijom

Hidraulički cilindar za horizontalni pomak hvataljke povezan je sa konstrukcijom stroja preko 8 vijaka. Ti vijci opterećeni su vlačnom silom na klipnjači cilindra, te zanemarivim (u odnosu na vlačno naprezanje) smičnim opterećenjem težinom cilindra [Slika 11.8.]. Za odabrane vijke M8, kvalitete 3.6, vlačno naprezanje iznosi:

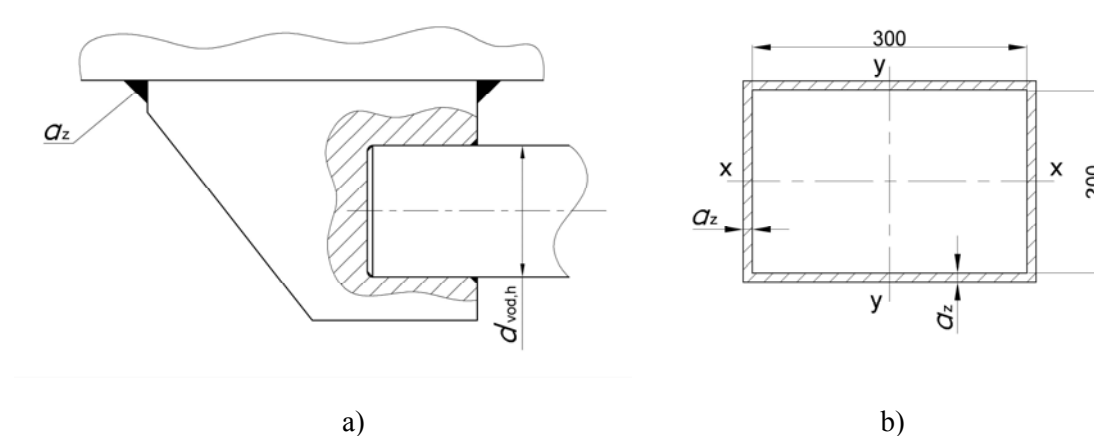
$$\sigma_{vl} = \frac{F_{vl}}{A_v} \leq \sigma_{vldop} \quad (11.10.)$$

$$F_{vl} = \frac{F_c}{N_v} = \frac{14758}{8} = 1845 \text{ N} \quad (11.11.)$$

$$\sigma_{vldop} = 0,65 \cdot R_e = 0,65 \cdot 200 = 130 \text{ N/mm}^2 \quad (11.12.)$$

$$\sigma_{vl} = \frac{1845}{32,8} = 56,3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{vldop} = 130 \text{ N/mm}^2 \quad (11.13.)$$

11.4. Provjera zavora u uklještenju horizontalne vodilice



Slika 11.9. a) Kutni zavar u uklještenju horizontalne vodilice; b) Poprečni presjek zavora

Zavari u uklještenjima horizontalne vodilice [Slika 11.9.a] opterećeni su reakcijskim silama i momentima [Slika 11.2.a]. Prema izračunatim veličinama tih opterećenja [Slika 11.5.] može se zaključiti da je uklještenje na lijevoj strani vodilice jače opterećeno nego li je to slučaj sa uklještenjem na desnoj strani, pri čemu apsolutne vrijednosti tih opterećenja iznose $|R_1| = 101423 \text{ N}$ i $|M_1| = 19873 \text{ Nm}$. Prema tome, kontrola zavora obavlja se na temelju uklještenja na lijevoj strani horizontalne vodilice.

Za materijal zavara S275JR (Č0461) i debljinu zavara 5 mm, dopušteno naprežanje iznosi:

$$\sigma_{\text{zdop}} = \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} \quad (11.14.)$$

$$\beta = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{a_z}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 0,96 \quad (11.15.)$$

$$\sigma_{\text{zdop}} = 0,96 \cdot 205 = 197 \text{ N/mm}^2 \quad (11.16.)$$

Vlačno naprežanje:

$$n_{\text{vl}} = \frac{R_l}{A_{\text{zav}}} \quad (11.17.)$$

$$A_{\text{zav}} = [(300 + 2 \cdot a_z) \cdot (200 + 2 \cdot a_z)] - (300 \cdot 200) \quad (11.18.)$$

$$A_{\text{zav}} = [(300 + 2 \cdot 5) \cdot (200 + 2 \cdot 5)] - (300 \cdot 200) = 5100 \text{ mm}^2 \quad (11.19.)$$

$$n_{\text{vl}} = \frac{101423}{5100} = 20 \text{ N/mm}^2 \quad (11.20.)$$

Savojno naprežanje:

$$n_{\text{f}} = \frac{M_l}{W_y} \quad (11.21.)$$

$$W_y = \frac{(200 + 2 \cdot a_z) \cdot (300 + 2 \cdot a_z)^2}{6} - \frac{200 \cdot 300^2}{6} \quad (11.22.)$$

$$W_y = \frac{(200 + 2 \cdot 5) \cdot (300 + 2 \cdot 5)^2}{6} - \frac{200 \cdot 300^2}{6} = 363500 \text{ mm}^3 \quad (11.23.)$$

$$n_{\text{f}} = \frac{19873000}{363500} = 55 \text{ N/mm}^2 \quad (11.24.)$$

Kako bi zavar zadovoljio uvjete čvrstoće, stvarno (reducirano) naprežanje u zavaru mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \sigma_{\text{zdop}} \quad (11.25.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{n_{\text{uk}}}{\sqrt{2}} \quad (11.26.)$$

$$n_{uk} = n_{vl} + n_f = 20 + 55 = 75 \text{ N/mm}^2 \quad (11.27.)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{75}{\sqrt{2}} = 53 \text{ N/mm}^2 \quad (11.28.)$$

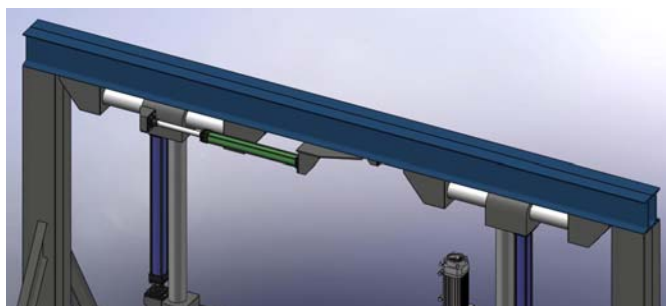
$$\sigma_{red} = \sqrt{53^2 + 1,8(53^2 + 0)} = 87 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zdop} = 197 \text{ N/mm}^2 \quad (11.29.)$$

Kako su uvjeti čvrstoće zavara u uklještenju na lijevoj strani zadovoljeni, zavar u uklještenju na desnoj strani, u kojem je naprezanje manje, također zadovoljava uvjete budući da su dimenzije tih dvaju zavara jednake.

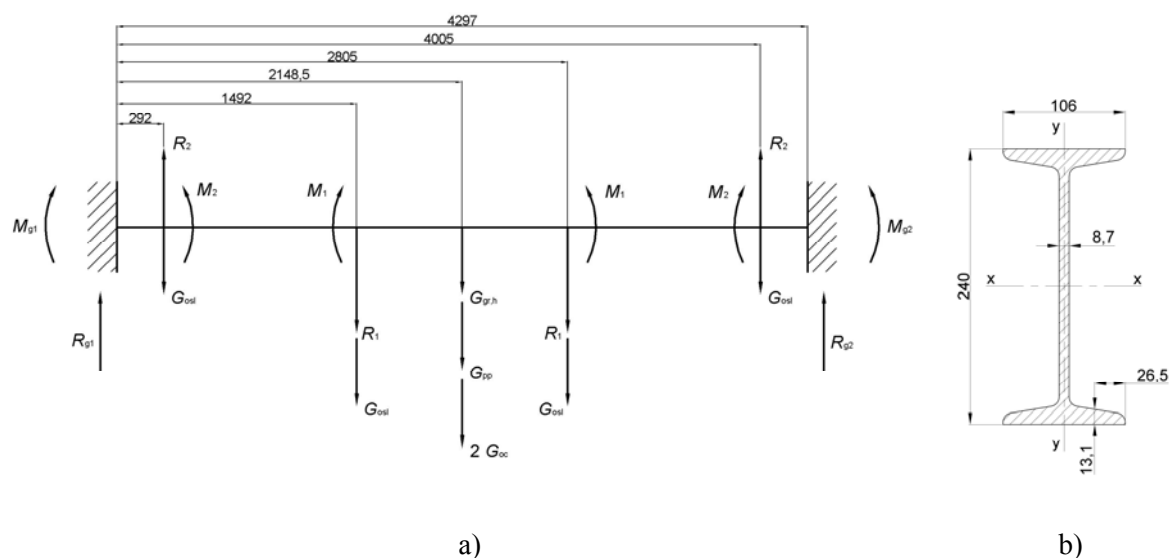
I u ovom slučaju je sila trenja između horizontalne vodilice i rukavca (odnosno sila na klipnjači cilindra za horizontalni pomak), koja bi radila smično opterećenje zavara, zanemarena iz razloga što je njen iznos mali u odnosu na proračunata opterećenja.

12. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE STROJA

12.1. Dimenzioniranje horizontalne grede



Slika 12.1. Model horizontalne grede (označen plavom bojom)



Slika 12.2. a) Matematički model opterećenja grede; b) Poprečni presjek grede

Horizontalna greda [Slika 12.1.] opterećena je reakcijama u osloncima vodilice za horizontalni pomak [Slika 11.2.a], kao i težinama ovješanima izravno na gredu [Slika 12.2.a]. Te težine iznose:

$$G_{gr,h} = 2 \cdot m_{gr,h} \cdot g = 2 \cdot 155 \cdot g = 3041 \text{ N} \quad (12.1.)$$

$$G_{pp} = m_{pp} \cdot g = 12,5 \cdot g = 123 \text{ N} \quad (12.2.)$$

$$G_{oc} = m_{oc} \cdot g = 13,6 \cdot g = 133 \text{ N} \quad (12.3.)$$

Gdje je:

$G_{gr,h}$ – težina horizontalne grede [N]

G_{pp} – težina pričvrsne ploče [N]

G_{oc} – težina oslonca cilindra [N]

$m_{gr,h} = 155$ kg [iz modela] – masa horizontalne grede [kg]

$m_{pp} = 12,5$ kg [iz modela] – masa pričvrsne ploče [kg]

$m_{oc} = 13,6$ kg [iz modela] – masa oslonca cilindra [kg]

Ako se promotri matematički model opterećenja grede [Slika 12.2.a], dolazi se do zaključka da se i u ovom slučaju radi o modelu statički neodređenog sustava, te se za rješavanje ovog problema koristi *MITcalculator* softver.

Unos podataka obavlja se obzirom na matematički model opterećenja grede [Slika 12.2.a]:

Input section

1.0 ☒ Beam type, dimensions and loading

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Left beam end: C...Fixing

1.3 Number of supports between: 0

1.4 Right beam end: C...Fixing

1.5 Beam field no: **L1**

1.6 Length of beam field L: 4297,0 [mm]

1.7 Continuous loading Q: 0,000 [N/mm]

1.8 Field beginning co-ordinates [mm]

1.9 Beam loading

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Force F1 / Moment M1	292,0	-29278,0	292,0	-1911,0
Force F2 / Moment M2	1492,0	101423,0	1492,0	19873,0
Force F3 / Moment M3	4005,0	-29278,0	4005,0	1911,0
Force F4 / Moment M4	2805,0	101423,0	2805,0	-19873,0
Force F5 / Moment M5	4005,0	705,0	0,0	0,0
Force F6 / Moment M6	2805,0	705,0	0,0	0,0
Force F7 / Moment M7	1492,0	705,0	0,0	0,0
Force F8 / Moment M8	292,0	705,0	0,0	0,0
Force F9 / Moment M9	2148,5	133,0	0,0	0,0
Force F10 / Moment M10	2148,5	133,0	0,0	0,0
Force F11 / Moment M11	2148,5	123,0	0,0	0,0
Force F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Dead weight load: Yes

1,11 Other input field for force: ☐

Slika 12.3. *MITcalculator* – unos podataka o opterećenju grede

Odabrani profil grede je vruće valjani čelični I profil prema HRN C.B3.131 – 1961 normi (odgovara DIN 1025 normi) [Slika 12.2.b], a materijal grede je čelik S275JR (Č0461) sa dopuštenim dinamičkim naprežanjem na savijanje $\sigma_{fdop} = 213 \text{ N/mm}^2$ (označeno sa σ_b na slici) [Slika 12.4.].

Zbog velikog opterećenja konstrukcije, odabrana su dva međusobno zavarena I profila.

The screenshot shows the 'Input section' of the MITcalculator software. It is divided into two main sections: '1.0 Beam type, dimensions and loading' and '2.0 Static values of the profile and material values of the beam'. Section 2.0 is currently active and contains the following data:

2.1 Beam profile			
2.2 Profile type	29...I-profile, hot-rolled (DIN 1025)		
2.3 Profile dimensions	I 240		
2.4 User properties of the profile	No		
2.5 Number of beams abreast	2		
2.6 Area	A	9220	[mm ²]
2.7 Quadratic moment to the axis	I _x	85000000	[mm ⁴]
2.8 Cross-section bending modulu	S _x	708000	[mm ³]

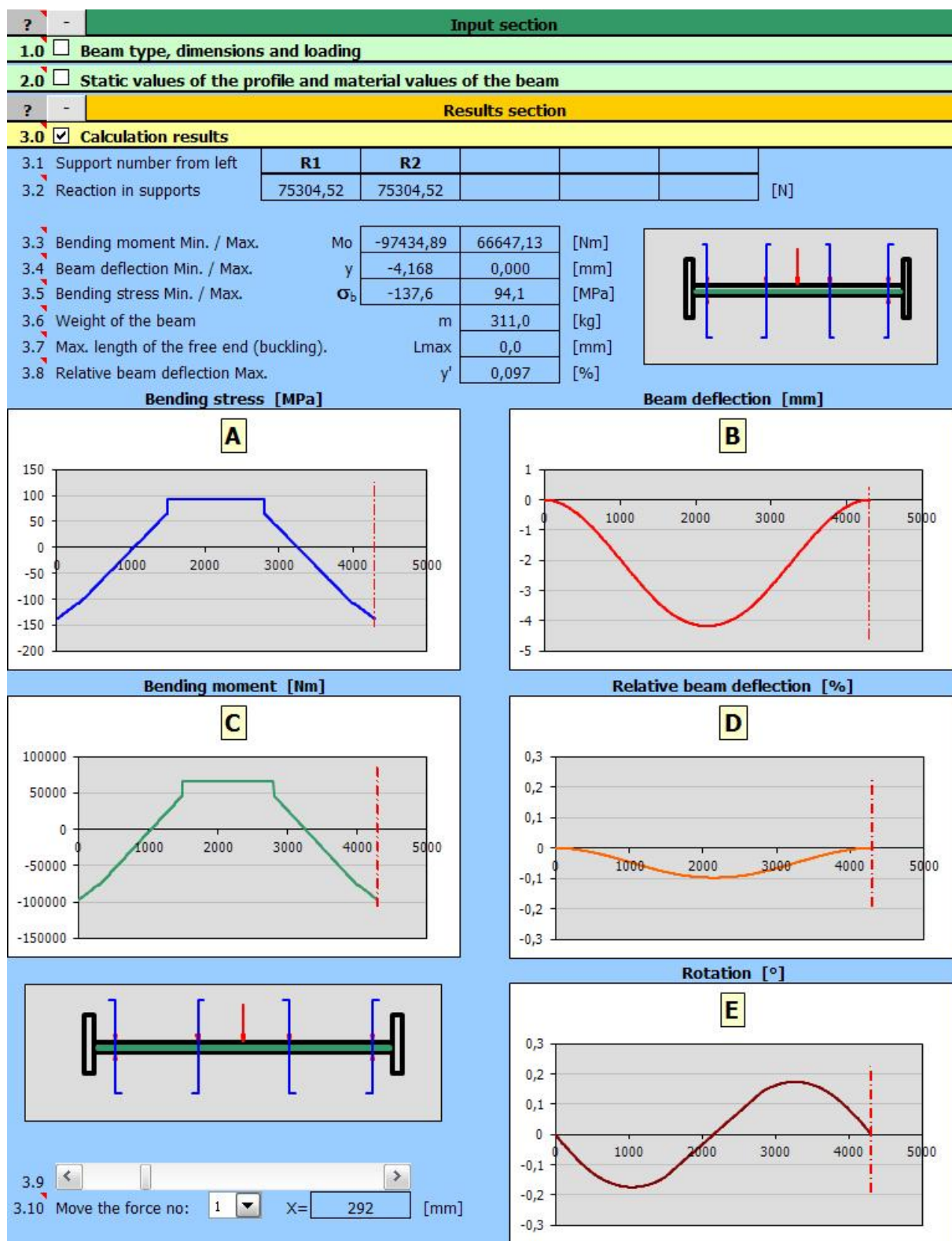
To the right of these fields is a diagram of an I-beam cross-section with a red 'X' indicating the principal axis.

2.9 Beam material			
2.10 List of materials	Structural steel EC 3, EN 10025; Fe 510 (210000)		
2.11 Density	γ	7850,0	[kg/m ³]
2.12 Modulus of elasticity in tension	E	210000	[MPa]
2.13 Permissible bending stress	σ _b	213	[MPa]

Slika 12.4. MITcalculator – unos podataka o profilu i materijalu grede

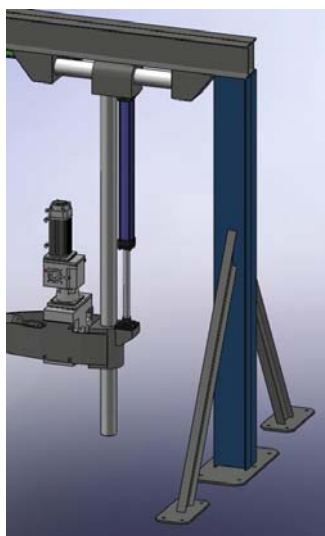
Iz dobivenih rezultata proračuna [Slika 12.5.] može se iščitati da je najveći moment savijanja koji opterećuje vodilicu, po apsolutnom iznosu jednak $|M_f| = 97435 \text{ Nm}$ (označen sa M_o na slici), dok najveće savojno opterećenje iznosi $|\sigma_f| = 138 \text{ N/mm}^2$ (označeno sa σ_b na slici). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprežanja može se zaključiti da ovakva izvedba horizontalne grede zadovoljava uvjete čvrstoće.

Osim maksimalnog naprežanja i momenta savijanja, iz rezultata se mogu iščitati i reakcije u uklještenjima [Slika 12.2.a]: $R_{g1} = 75305 \text{ N}$, $R_{g2} = 75305 \text{ N}$, $M_{g1} = -97435 \text{ Nm}$ i $M_{g2} = -97435 \text{ Nm}$.

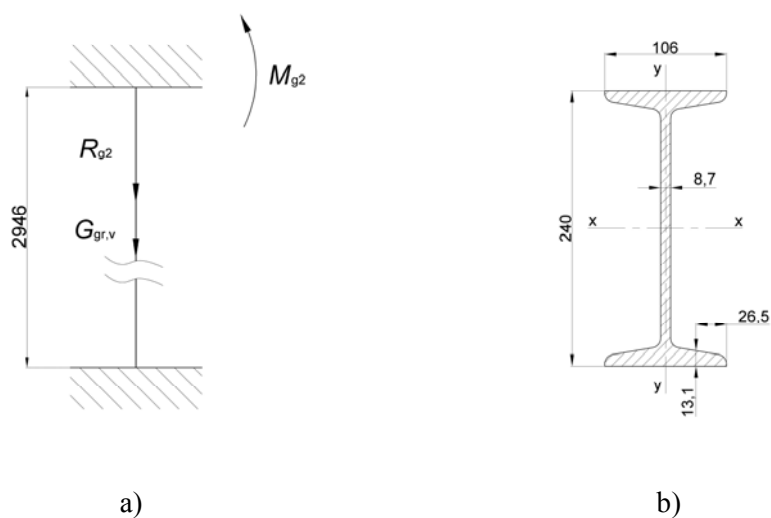


Slika 12.5. MITcalculator – rezultati proračuna horizontalne grede

12.2. Dimenzioniranje vertikalne grede



Slika 12.6. Model vertikalne grede (označen plavom bojom)



Slika 12.7. a) Matematički model opterećenja grede; b) Poprečni presjek grede

Vertikalna greda [Slika 12.6.] opterećena je momentom savijanja M_{g2} koji se prenosi sa horizontalne grede, te tlačnim opterećenjem vlastitom težinom i silom R_{g2} [Slika 12.7.a]. Za odabrani profil, koji je isti kao i u slučaju horizontalne grede [Slika 12.7.b], i materijal grede čelik S275JR (Č0461), potrebno je provjeriti jesu li zadovoljeni uvjeti čvrstoće.

Savojno naprezanje, koje mora biti manje od dopuštenog, iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_{g2}}{W_x} \leq \sigma_{fdop} \quad (12.4.)$$

$$\sigma_f = \frac{97435000}{708000} = 138 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{fdop} = 213 \text{ N/mm}^2 \quad (12.5.)$$

Gdje je:

$M_{g2} = 97435 \text{ Nm}$ [Slika 12.5.] – moment savijanja vertikalne grede [Nm]

$W_x = 708000 \text{ mm}^3$ [Slika 12.4.] – moment otpora grede [mm^3]

Tlačno opterećenje vodilice:

Prema slici 12.7.a, tlačno opterećenje vodilice iznosi:

$$F_{tl} = R_{g2} + G_{gr,v} \quad (12.6.)$$

$$G_{gr,v} = 2 \cdot m_{gr,v} \cdot g = 2 \cdot 103 \cdot g = 2021 \text{ N} \quad (12.7.)$$

$$F_{tl} = 75305 + 2021 = 77326 \text{ N} \quad (12.8.)$$

Gdje je:

F_{tl} – tlačno opterećenje grede [N]

$R_{g2} = 75305 \text{ N}$ [Slika 12.5.] – tlačna sila vertikalne grede [N]

$G_{gr,v}$ – težina vertikalne grede [N]

$m_{gr,v} = 103 \text{ kg}$ [iz modela] – masa vertikalne grede [kg]

Vlačno naprezanje, koje mora biti manje od dopuštenog, je, prema tome:

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{tl}}{A_{gr,v}} \leq \sigma_{tldop} \quad (12.9.)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{77326}{9220} = 8,4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{tldop} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (12.10.)$$

Gdje je:

σ_{tl} – tlačno naprezanje u vodilici [N/mm^2]

$\sigma_{tldop} = 100 \text{ N/mm}^2$ [17] – dopušteno tlačno naprezanje materijala [N/mm^2]

$$A_{gr,v} = 9220 \text{ mm}^2 \text{ [Slika 12.4.] – površina poprečnog presjeka grede [mm}^2\text{]}$$

Kontrola izvijanja

Iako kontrola naprezanja za vertikalnu gredu zadovoljava, kako se radi o dugačkoj, tlačno opterećenoj gredi, potrebno je dodatno napraviti kontrolu na izvijanje. Da bi kontrola na izvijanje zadovoljila, tlačno opterećenje u gredi mora biti manje od dopuštenog opterećenja na izvijanje:

$$F_{tl} \leq F_{idop} \quad (12.11.)$$

$$F_{idop} = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot I_{min}}{l_0^2} \cdot \frac{1}{\nu} \quad (12.12.)$$

$$l_0 = \frac{2946}{2} = 1473 \text{ mm} \quad (12.13.)$$

$$F_{idop} = \pi^2 \cdot \frac{210000 \cdot 4420000}{1473^2} \cdot \frac{1}{5} = 843578 \text{ N} \quad (12.14.)$$

$$F_{tl} = 77326 \text{ N} < F_{idop} = 843578 \text{ N} \quad (12.15.)$$

Gdje je:

F_{idop} – dopušteno opterećenje na izvijanje [N]

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$ [17] – modul elastičnosti materijala [N/mm^2]

$I_{min} = 4420000 \text{ mm}^4$ [17] – najmanji moment presjeka grede [mm^4]

l_0 – slobodna duljina izvijanja [mm]

$\nu = 5$ [17] – faktor sigurnosti na izvijanje

13. MJERENJE DULJINE I VOĐENJE KABELA

Svaki stroj za namatanje kabela, osim mehanizma namatanja, mora imati i mehanizam vođenja kabela. Vođenjem kabela osigurava se pravilno namatanje koje smanjuje opasnost od oštećenja kabela, i, što je najvažnije, osigurava se maksimalna iskoristivost prostora na bubnju. Ta iskoristivost postiže se tako da, prilikom namatanja, vodilica kabela svojim translatorskim gibanjem osigurava namatanje kabela na bubanj po slojevima, što za posljedicu ima maksimalno popunjavanje prostora i najmanju deformaciju kabela.

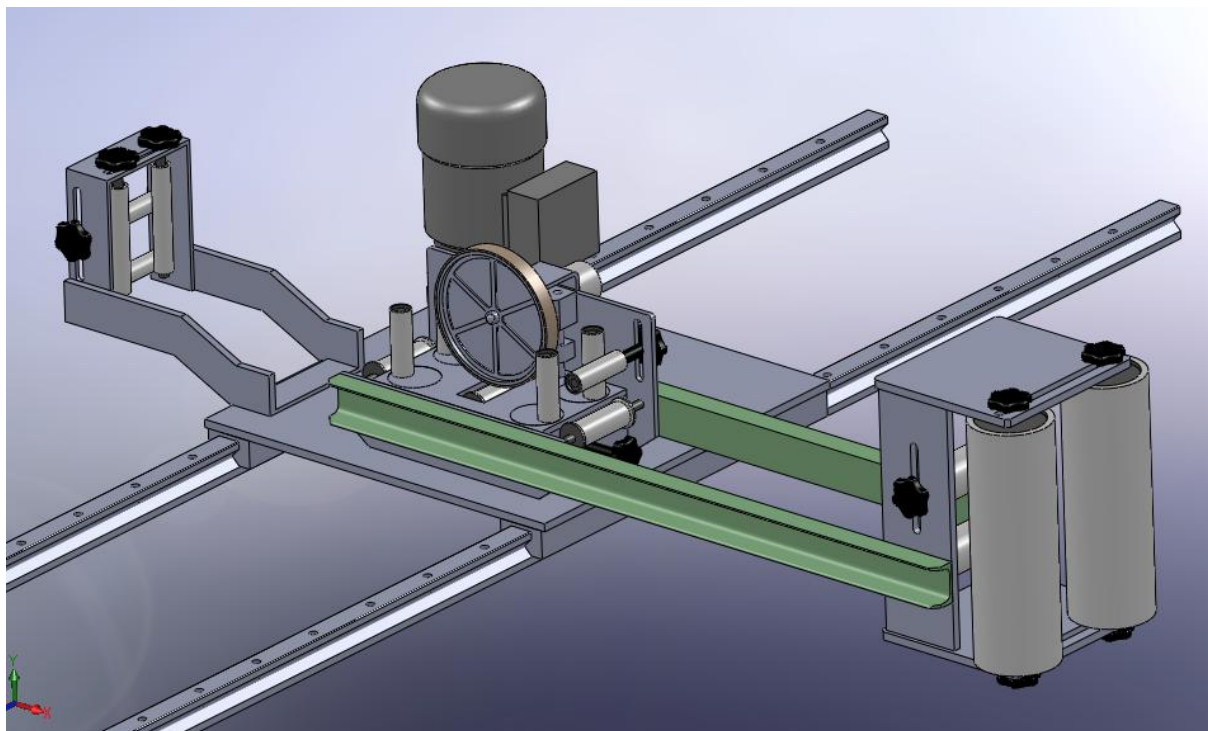
Mjerenje duljine kabela također predstavlja vrlo bitnu funkciju u procesu namatanja kabela. Naime, uvijek je potrebno namatati određenu duljinu kabela, a da bi se to osiguralo, kabel je potrebno mjeriti. Mjerenje duljine kabela ne daje samo informaciju o duljini namotanog kabela nego i o njegovoj masi. Budući da je masa kabela standardizirana veličina, uglavnom zadana kao specifična masa, odnosno omjer mase i duljine (kg/m), poznavanjem duljine kabela automatski se može izračunati i njegova masa.

Mehanizmi vođenja i mjerenja duljine kabela, iz praktičnih razloga uglavnom se izvode u istom sklopu pa se, uzevši to u obzir, na taj način i odabiru.

Glavni kriteriji prema kojima se odabire mehanizam za vođenje i mjerenje duljine kabela su promjer kabela, vrsta kabela, brzina namatanja te izvedba stroja za namatanje. Za odabrani maksimalan promjer kabela $d_k = 80$ mm (velika većina kabela na tržištu spada u taj raspon), te brzinu namatanja prema tablici 8.1., odabire se mehanizam za vođenje i mjerenje duljine kabela oznake MESSBOI 80 [Slika 13.1.] njemačke tvrtke *Kabelmat Wickeltechnik GmbH* sa karakteristikama prikazanim u tablici 13.1.

Tablica 13.1. Karakteristike mehanizma MESSBOI 80 [21]

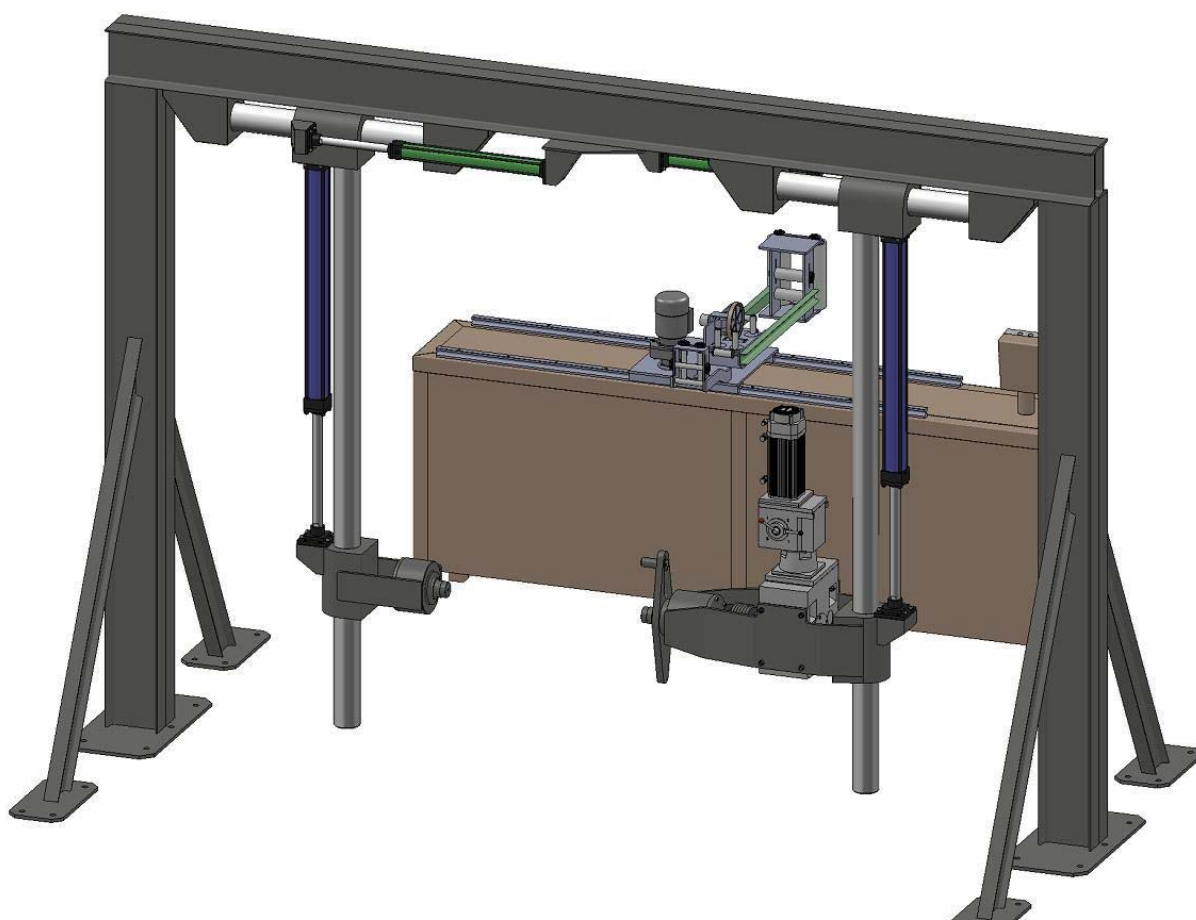
Promjer kabela d_k [mm]	1...80
Preciznost mjerenja	+/- 0,5%
Maksimalna brzina kabela v_k [m/s]	5,8
Gabariti [mm]	1400 x 500 x 330
Masa m_{mj} [kg]	40



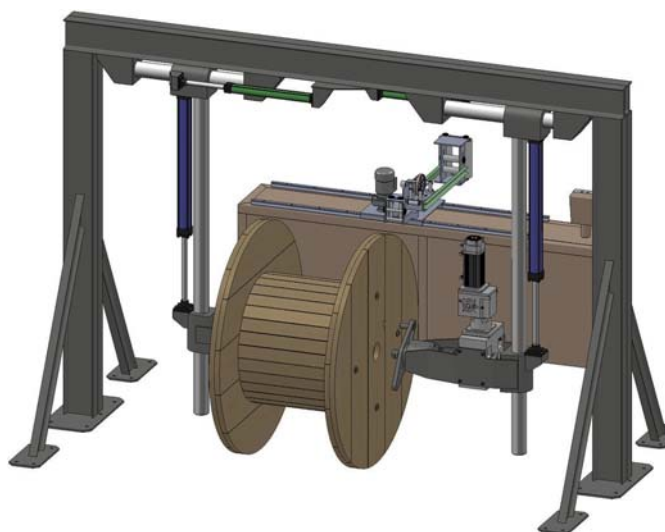
Slika 13.1. Model mehanizma za vođenje i mjerenje duljine kabela MESSBOI 80

14. MODEL STROJA ZA NAMATANJE KABELA

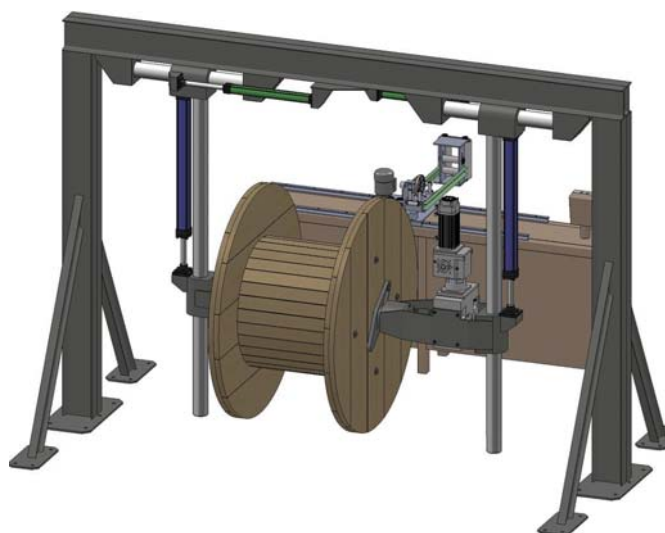
U ovom poglavlju prikazan je cjelokupan model stroja za namatanje kabela iz različitih perspektiva i prilikom izvođenja različitih funkcija tokom rada. Odvijanje samog procesa namatanja kabela detaljnije je opisano u poglavlju 7, u opisu odabranog koncepta 2.



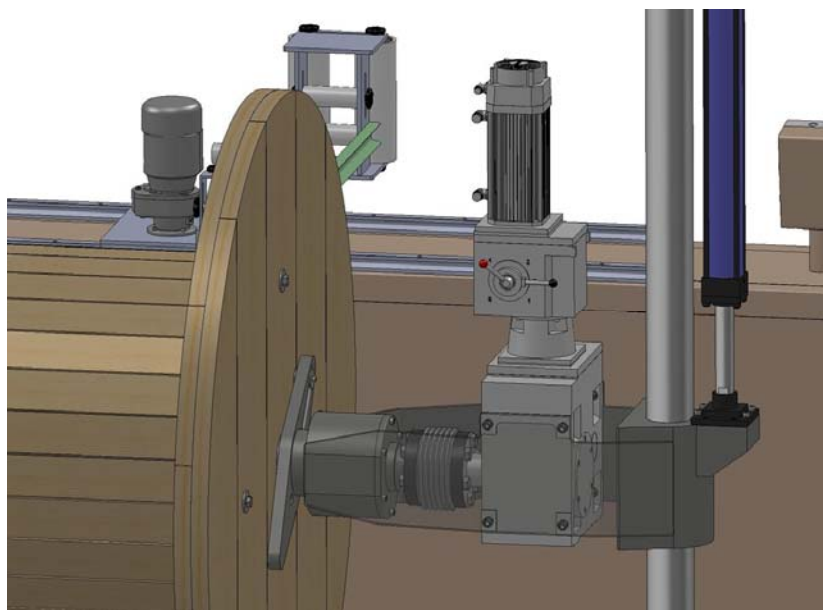
Slika 14.1. Model stroja za namatanje kabela



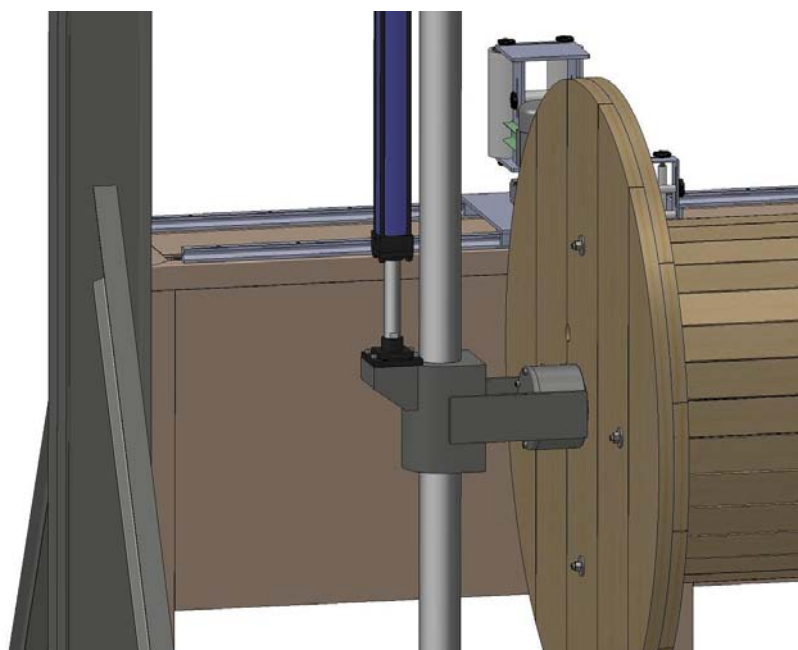
Slika 14.2. Pozicioniranje bubnja



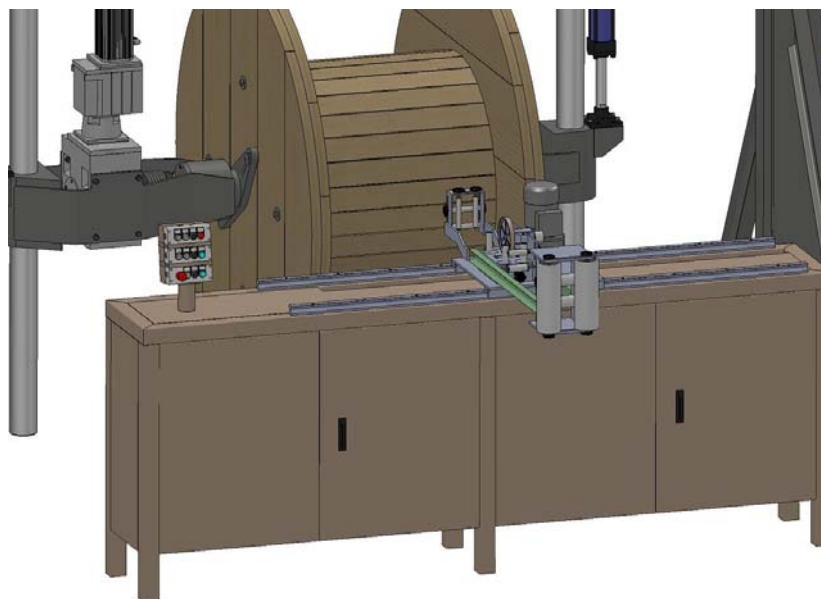
Slika 14.3. Zahvat i podizanje bubnja na radnu visinu



Slika 14.4. Desna hvataljka (pogonski mehanizam za namatanje)



Slika 14.5. Lijeve hvataljke



Slika 14.6. Mehanizam za vođenje kabela i kontrolna ploča za upravljanje

15. ZAKLJUČAK

Projekt konstrukcije stroja za namatanje energetskih kabela zahtjeva određenu proceduru. Da bi takav projekt imao smisla i da bi proizvod kao rezultat tog projekta imao ikakve šanse preživjeti kao konkurentan, prvenstveno je potrebno detaljno analizirati zahtjeve tržišta.

Električna energija već je dugo vremena sveprisutan oblik energije u svijetu. Njezino iskorištavanje došlo je do te razine da ju moderan čovjek uzima zdravo za gotovo, ponekad ni ne razmišljajući o tome na koji se način proizvodi i doprema do potrošača, bilo da se radi o velikim tvornicama ili pak o manjim kućanstvima. Naravno, jedini mediji koji se danas koriste za prijenos električne energije su električni vodiči (najčešće u izvedbi energetskih kabela), i iako se u svijetu znanosti nastoji pronaći neki alternativan, povoljniji način prijenosa, oni će i dalje ostati jedini u dogledno vrijeme. Prema tome, može se zaključiti da konstruiranje jednog stroja, vezanog za proizvodnju i eksploataciju energetskih kabela, ima određenu perspektivu.

Analizom tržišta u poglavljima 4 i 5, usko vezanom za strojeve za namatanje kabela, pokazalo se da je najisplativija izvedba poluautomatizirani stroj srednje nosivosti, koji podrazumijeva ljudski upravljani mehanički uređaj nosivosti do 10000 kg. Takav stroj obuhvaća najveći opseg različitih vrsta kabela i bubnjava za namatanje i kao takav bio je temelj daljnje razrade.

Dodatna analiza koju je bilo potrebno provesti prije upuštanja u proračunski dio projekta bila je funkcijska analiza. Tom analizom odabrana su najpovoljnija tehnička rješenja za obavljanje pojedinih funkcija stroja, te se na temelju tih odabira obavlja njihova konstrukcijska izvedba.

Izvedba konstrukcije stroja za namatanje kabela temeljila se na ulaznim podacima dobivenima iz prethodno navedenih analiza i teoretskim proračunima pojedinih elemenata uređaja. Ti proračuni podrazumijevaju proračune čvrstoće nosivih dijelova konstrukcije, određivanje potrebne snage i okretnog momenta pogonskog mehanizma, odabir pojedinih standardnih dijelova i slično.

Određivanjem svih potrebnih veličina, napravljen je 3D model i tehnička dokumentacija za izradu prototipa stroja. Iako je to daleko od gotovog proizvoda, radi nemogućnosti daljnjeg razvoja, koji bi uključivao izradu prototipa, ispitivanje stvarnih parametara (koji su prethodno određeni teorijskim proračunom), optimizaciju čitave konstrukcije, te izradu finalnog proizvoda, izradom tehničke dokumentacije za prototip zaključuje se rad na ovom projektu.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

LITERATURA

- [1] <http://www.tim-kabel.com/>, Tim Kabel d.o.o. (ožujak 2012.)
- [2] http://hr.wikipedia.org/wiki/Elektri%C4%8Dni_vodi%C4%8D, Wikipedia (ožujak 2012.)
- [3] <http://www.okonite.com/engineering/bending-ratios.html>, The Oconite Company (ožujak 2012.)
- [4] <http://www.sonoco.com/productsservices/reelsspools.aspx>, Sonoco (ožujak 2012.)
- [5] http://communications.draka.com/sites/eu/Downloads/Datacom/Technical%20Notes/General/B06a_e.pdf, Draka, General information cable reels, 22.11.2010., version 11.1.
- [6] <http://www.autoreel.co.uk/index.html>, AutoReel cable winding systems (ožujak 2012.)
- [7] <http://www.pipecoil.co.uk/#>, PCT complete coiling & handling solutions (ožujak 2012.)
- [8] <http://www.meccanicoletti.it/impianti.asp>, Meccanica Nicoletti S.P.A. (ožujak 2012.)
- [9] <http://www.venrooy.nl/en/>, Venrooy cable equipment (ožujak 2012.)
- [10] <http://www.tulsapower.com/>, TulsaPower (ožujak 2012.)
- [11] Tim Kabel d.o.o., Katalog kabela i vodiča
- [12] Šćap D., Transportni uređaji (Prenosila i dizala), Podloge za predavanje, FSB, Zagreb, 2004.
- [13] Horvat Z. i suradnici, Vratilo (proračun), FSB, Zagreb
- [14] <http://medias.ina.de/medias/la/start.do?property&lang=en&mediasS=anpU0l1ohQIb&mediasCall>, FAG (studeni 2012.)
- [15] <http://www.couplings-selection.com/>, R+W Coupling Technology (studeni 2012.)
- [16] <http://dsc.lenze.de/dsc/deepLink.jsp?lang=E>, Lenze (listopad 2012.)
- [17] Kraut B., Strojarski priručnik, Axiom, Zagreb, 1997.
- [18] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing - Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [19] http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm, Roytech (studeni 2012.)
- [20] http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_i/en/products_ss/02_cylinders/index.jsp, Rexroth Bosch (studeni 2012.)
- [21] <http://www.kabelmat.de/>, Kabelmat Wickeltechnik GmbH (studeni 2012.)